



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Timo Stenvik

TESTIHIOMAKONEEN MALLINNUS JA ANALYSOINTI

Diplomityö

Tarkastaja: professori Reijo Kouhia
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Kone- ja tuotantotekniikan tiedekun-
taneuvoston kokouksessa 06. tou-
kokuuta 2015

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

STENVIK, TIMO: TESTIHIOMAKONEEN MALLINNUS JA ANALYSOINTI

Diplomityö, 64 sivua, 35 liitesivua

Toukokuu 2015

Pääaine: Teknillinen Mekaniikka

Tarkastaja: professori Reijo Kouhia

Avainsanat: teoreettinen moodianalyysi, CAD, FEM, ominaistajuus, ominaismuoto, ominaisvärähtely, simulointi, kontaktivoima.

Tämän diplomityön tavoitteena oli mallintaa ja analysoida teoreettisesti tutkimuskäyttöön rakennettua testihiomakonetta. Analysointi käsitti rakenteen ominaisvärähtelyjen tutkimista, sekä konerakenteen analysointia simuloinnin avulla.

Työssä oli kolme vaihetta, ensimmäinen näistä vaiheista oli tehdä CAD-malli analysoitavasta laitteistosta tutkimusryhmän käyttöön. Toisessa vaiheessa pyrittiin analysoimaan rakenteen ominaisvärähtelyjä moodianalyysin avulla. Moodianalyysi tehtiin elementtimenetelmää käyttävien tietokoneohjelmistojen avulla. Elementtimenetelmä eli FEM (Finite Element Method) on numeerinen menetelmä, jolla lasketaan likiarvoisia ratkaisuja osittaisdifferentiaaliyhtälöitä käyttäen. Työssä käytettiin kahta eri FEM-ohjelmistoa, jotka olivat Ansys ja Siemens NX Nastran. Molemmilla ohjelmistoilla tehtiin muutama analyysimalli, jolloin voitiin testata mitä vaikutuksia analyysimallin ominaisuuksien muutoksilla on saatuihin tuloksiin. Moodianalyysin tuloksina saatiin rakenteen ominaismuodot ja ominaistajuudet, joita laskettiin jokaisen mallin kohdalla 20 alinta. Tuloksissa oli jonkin verran eroja eri ohjelmistojen ja analyysimallien välillä, eri ohjelmistojen antamat tulokset olivat kuitenkin kohtuullisen lähellä toisiaan analyysimallien välillä, mikäli analysoitu rakenne oli sama. Moodianalyysi suoritettiin myös diplomityön kolmatta vaihetta varten tehdylle analyysimallille, jonka rakenne erosi selvästi muista. Tämän analyysimallin osalta saadut ominaismuodot ja taajuudet erosivat todella merkittävästi muiden analyysimallien tuloksista ja osoittivat mitenkä rakenteen karsiminen vaikuttaa ominaisvärähtelyihin.

Työn kolmantena tavoitteena oli perehtyä Siemens NX nastran ohjelmistoon ja tutkia sen simulointi ominaisuudet soveltuvat systeemin liikeyhtälöiden aikaintegrointiin. Simulointia varten tehtiin geometrialtaan karsittu analyysimalli, jota simuloinnissa kuormitettiin pienillä voimilla ja momenteilla. Simulointi antoi suuren joukon erilaisia arvoja, joista työssä keskityttiin hiontaprosessissa toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden väliseen kontaktivoimaan ja sen muutoksiin kuormitusten muuttuessa. Saatujen tulosten perusteella NX soveltuu simulointiin hyvin, mutta on selvästi vaikeampi käyttää kuin kilpailevat FEM-ohjelmistot kuten Ansys tai Solidworks Simulation.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in mechanical engineering

STENVIK, TIMO: Modelling and analyses of test grinding machine

Master of Science Thesis, 64 pages, 35 Appendix pages

May 2015

Major: Technical mechanics

Examiner: Professor Reijo Kouhia

Keywords: theoretical modal analysis, CAD, FEM, natural frequency, natural mode, natural vibration, simulation, contact force

The main idea in this master thesis was to model and analyze theoretically a grinding machine, built for research purposes. The analysis included examination of the natural vibrations of the structure, as well as simulation of the machine structure.

The work included three steps, which were intended to implement. The first stage was to make a CAD model for the research team to use in research. The second stage was to do a theoretical mode analysis for the machine structure. Theoretical modal analysis was carried out using computer software which applies the finite element method (FEM). Finite element method is a numerical method to find approximate solutions to boundary-value problems for partial differential equations. Two different FEM software were used in analyzes, these software were Ansys and Siemens NX Nastran. There were a few different analysis models for both software, this allowed testing the impact of changes made into the characteristics of the models. The results of modal analysis obtained lowest 20 mode shapes and natural frequencies. There were some differences in the results depending on the used software and analysis model, however, the results were relatively close to each other in different analysis models as long as the analyzed structure was the same. Modal analysis was also performed for the analysis model which was created for third stage of the thesis. That model was different from the others due to its simplified geometry. The analysis of this simplified model, obtained modes shapes and natural frequencies, which differed very significantly from the results of other analysis models and the results showed, that the pruning of the structure affects greatly to the natural vibrations of the structure.

The third objective of the thesis work, was to study the Siemens NX Nastran software, and to explore its suitability for simulation of dynamic system. The simulation was made using the pruned analysis model. In the simulation small forces and torques were applied. The simulation gave a great number of different result values, and a focus was chosen to be on contact force between two rotating bodies and the changes in contact force due to changes in the loads. Based on the results NX is suitable for simulating very well, but it is significantly more difficult to use than competing FEM software such as Ansys or SolidWorks Simulation.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston kone- ja tuotantotekniikan osastolle. Haluan kiittää diplomityöni ohjaajia, joiden avustuksella olen saanut työni valmiiksi. Ensimmäisenä ohjaajana toimi Veli-Matti Järvenpää, hän kuitenkin vaihtoi työpaikkaa, jolloin diplomityön ohjasi loppuun ja tarkasti professori Reijo Kouhia.

Haluan kiittää myös erityisesti kiittää Hannu Mäkistä Ideal Oy:ltä jonka ohjeet ja neuvot Siemens NX nastran-ohjelmiston käytöstä olivat hyvin tärkeitä diplomityön loppuunsaattamisen kannalta.

Tampereella 20.5.2015

Timo Stenvik

SISÄLLYS

Abstract	iii
TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT	vii
1 Johdanto	1
1.1 Työn tavoitteet	1
1.2 Työn rajaus	2
2 Analysoitava laitteisto	3
3 Hiominen	5
3.1 Hiontaprosessien mallintamisen teoriaa	5
3.1.1 Empiiriset mallit	5
3.1.2 Analyttiset mallit	6
3.2 Hiomakoneiden luokittelu	11
4 Pyörivä konerakenne	13
4.1 Pyörivän rakenteen malli	13
4.2 Alemman luokan kinemaattisen parin mallintaminen	14
4.2.1 Luistinivelen kontakti	15
4.2.2 Lieriönivelen kontakti	17
4.2.3 Ruuvinivelen kontakti	18
4.3 Hiomakoneen yksinkertaistettu värähtelymalli	19
4.3.1 Hiontaprosessin matemaattinen malli	22
4.3.2 Hiontavoiman malli	23
4.3.3 Kitkavoiman malli	26
5 Analysointi elementtimentelmällä	27
5.1 Moodialianalyysin teoriaa	27
5.1.1 Värähtelymekaniikka	28
5.1.2 Ominaisaajuudet ja muodot	29
5.1.3 Vaimennus	30
5.1.4 Taajuusvastefunktio	32
5.2 Moodianalyysi	34
5.3 Analyysimallin muodostaminen	35
5.3.1 CAD-mallin luominen	36
5.3.2 FEM-mallin luominen	38
5.3.3 Moodianalyysin suorittaminen	41
5.3.4 FEM-mallin päivittäminen	41
5.3.5 Kuormitetun mallin simulointi	42
6 Tulokset ja niiden vertailu	44
6.1 Moodianalyysien tulokset	45
6.2 Taajuusvastefunktiot	50
6.3 Kuormitetun mallin simuloinnin tulokset	52
7 Johtopäätökset	59
7.1 Analyysit	59

7.2 Ohjelmistot.....	61
Lähteet.....	63
Liite A: Ominaismuodot Malli 1.....	65
Liite B: Ominaismuodot Malli 2.....	72
Liite C: Ominaismuodot Malli 4.....	79
Liite D: Ominaismuodot Malli 4.....	86
Liite E: Ominaismuodot Malli 5.....	93

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

Latinalaiset aakkoset

A	vakiotermi
a_e	hionnan syvyys
B	vakiotermi
c	vaimennuskerroin
C	vaimennusmatriisi
C	vakio
C'	vakio
e	eksponenttifunktio
E	kimmomoduuli
f	ominaistaajuus
f	voimavektori
F	voima
H	taajuusvastefunktio
h	lastun paksuus
I	yksikkömatriisi
j	imaginääriyksikkö
k	värähtelijän jousivakio
K	jäykkyysmatriisi
\tilde{K}	massanormeerattu jäykkyysmatriisi
m	värähtelijän massa
M	massamatriisi
n	lukumäärä
N	normaalivoima
N_s	alkupiste
q	vakiovektori
\ddot{q}	vakiovektorin toinen aikaderivaatta
t	aika
v	suhteellinen liike
v_s	Stribeck nopeus
v	vakiovektori
x	asema ajan suhteen
x	asemavektori
\dot{x}	aseman ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus
$\dot{\mathbf{x}}$	nopeusvektori, asemavektorin ensimmäinen aikaderivaatta
\ddot{x}	aseman toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys
$\ddot{\mathbf{x}}$	kiihtyvyyssvektori, asemavektorin toinen aikaderivaatta
X	vakiotermi
u	siirtymä

Y	vakiotermi
δW	virtuaalinen työ

Kreikkalaiset aakkoset

α	limittymissuhde
ζ	vaimennuskerroin
π	matemaattinen vakio pii, jonka likiarvo on 3.141592654
φ	ominaisvektori
Φ	rajoite
ω	ominaiskulmataajuus
λ	Lagrangen kerroin
μ	kitkakerroin
γ	leikkaussuhde
θ_A	tangenttitermi

Lyhenteet

3D	kolmiulotteinen
CAD	tietokoneavusteinen suunnittelu (computer aided design)
FEM	elementtimenetelmä (finite element method)
FRF	taajuusvastefunktio (frequency response function)

1 JOHDANTO

Tämä diplomityö liittyy Tampereen teknillisellä yliopistolla tehtyyn tutkimusprojektiin, näin ollen tämän diplomityön aihe ja tavoitteet määriteltiin alkuun niin, että ne palvelisivat tutkimusprojektia ja sen tavoitteita. Tutkimusprojekti kuitenkin lakkautettiin kesken diplomityön teon, mistä johtuen diplomityön tavoitteet ja raja-
aus muuttuivat merkittävästi diplomityön tekemisen aikana. Diplomityön analysoinnin kohteena oleva laitteisto rakennettiin hiomiseen liittyvien ilmiöiden tutkimista varten, diplomityössä pääpaino on kuitenkin laitteiston teoreettisessa analysoinnissa, mutta hiontaprosessia ja siihen liittyviä ilmiöitä tarkastellen diplomityön teoriaosiossa.

1.1 Työn tavoitteet

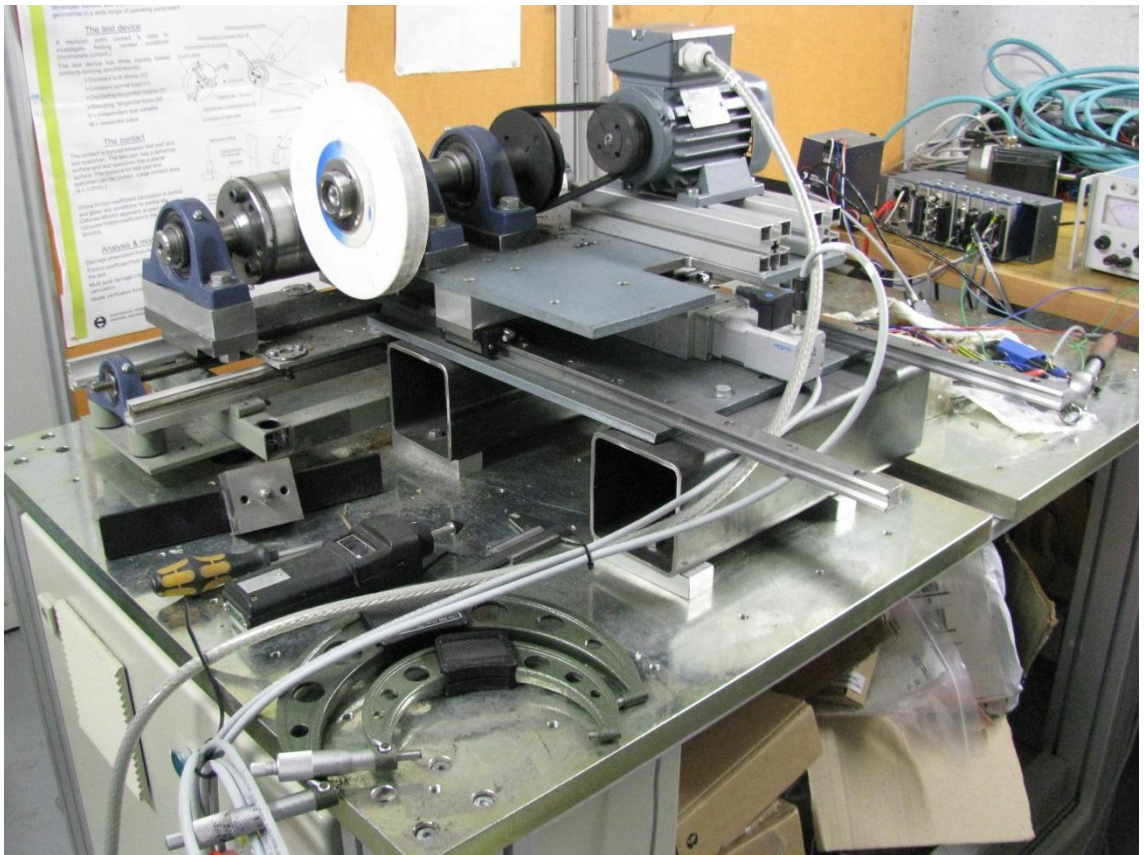
Tämän diplomityön tavoitteena on analysoida testilaitteistoa FEM-ohjelmito-
ja käyttäen. Kyseinen testilaitteisto rakennettiin osana Tampereen teknillisen yliopiston kone- ja tuotantotekniikan laitoksen tutkimusryhmän projektia, jonka tavoitteena oli tutkia hion-
taan liittyviä ilmiöitä ja hiontaprosessin dynaamista simulointia. Näin ollen työn tavoit-
teiden määrittämiseen vaikutti vahvasti se, mitkä analyysit ja niitä varten tehdyt mallin-
nukset hyödyttivät tutkimusprojektia. Diplomityön päätavoitteena oli perehtyä värähte-
lyjen teoreettiseen analysointiin ja suorittaa moodianalyysi tutkittavalle rakenteelle
FEM-ohjelmiston avulla. Tämä tavoite ei toteudu alkuperäisessä muodossaan tutkimus-
projektin keskeytymisen johdosta ja se osittain korvautuu Siemens NX nastran 8.5 oh-
jelmistoon perehtymisellä. Diplomityön toisena tavoitteen oli monikappaledynaamisen
simulaation suorittaminen. Kolmantena tavoitteena oli tehdä testilaitteistosta CAD-
ohjelmistoa käyttäen geometriamallit analyyseja varten, sekä riittävän tarkka ja yksi-
tyiskohtainen CAD-malli, jota voidaan hyödyntää laajemmin tutkimusryhmän toimin-
nassa.

1.2 Työn rajaus

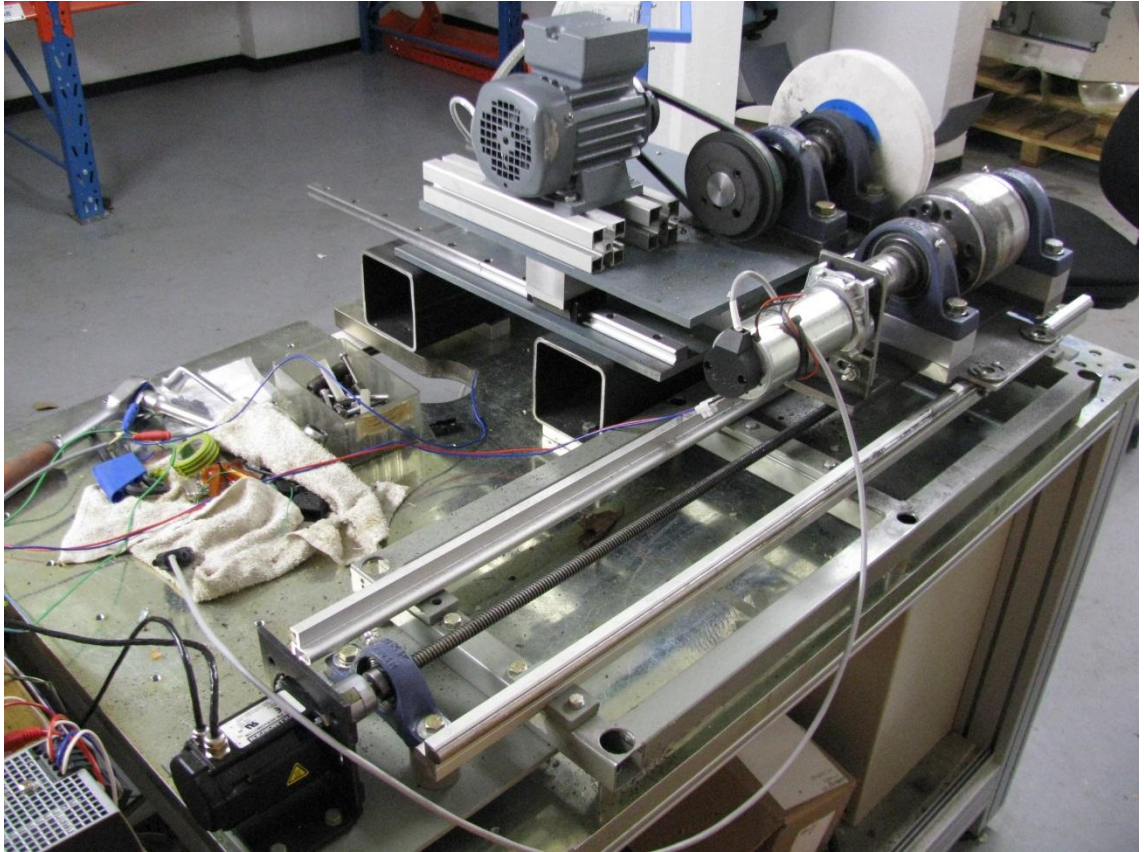
Tässä diplomityössä keskitytään analysoitavan testilaitteiston CAD- ja FEM-mallien luomiseen ja tehtyjen mallien simulointiin FEM-ohjelmiston avulla. CAD-malli tehdään käyttäen Dassault Systems Solidworks ohjelmistoa ja FEM-laskentaan käytetään Ansys 14.5 ohjelmistoa sekä Siemens NX Nastran 8.5 ohjelmistoa. Ansys-ohjelmistolla suoritetaan moodianalyysi ja NX Nastran-ohjelmistolla puolestaan tehdään monikappaledynamiikkaan liittyviä analyyseja. Alkujaan analyyssimallien tekemiseen ja analysointiin oli tarkoitus käyttää vain Solidworks ja Ansys-ohjelmistoja, mutta koska Ansys-ohjelmistosta on yliopistolla käytössä vain staattisia analyyseja varten tarkoitetut lisenssit. Näin ollen analysoinneissa käytetään myös NX Nastran ohjelmistoa, jonka lisenssit sisältävät dynaamisissa analyyseissa käytettäviä ominaisuuksia. NX Nastran-ohjelmistoa ollaan diplomityötä tehtäessä vasta ottamassa käyttöön Tampereen teknillisellä yliopistolla ja näin ollen ei ollut kokemusta siitä, mitä kaikkia ominaisuuksia NX Nastran sisältää FEM-laskentaa silmällä pitäen ja miten niitä pystytään soveltamaan tämän diplomityön tekemisessä. Alkuperäisessä työnrajauksessa tarkoituksena oli verrata FEM-ohjelmistoilla saatuja tuloksia laboratoriossa tehtyjen mittausten tuloksiin, mutta tutkimusprojektin keskeytymisen johdosta tämä jäi pois diplomityöstä, sillä tutkimusryhmän oli tarkoitus toimittaa tarvittavat mittaustulokset.

2 ANALYSOITAVA LAITTEISTO

Diplomityössä analysoituva testilaitteisto on rakennettu Tampereen teknillisen yliopiston raskaaseen laboratorioon yliopistossa tapahtuvaa tutkimusta varten. Laitteistolla on tarkoituksena hioa teräslieriötä hiontakivellä ja tutkia hiontaan liittyviä ilmiöitä ja hiontaprosessia. Laitteiston rakenne käy hyvin ilmi kuvista 1 ja 2.



Kuva 1: Mallinnettava testilaitteisto.



Kuva 2: Mallinnettava testilaitteisto.

Testilaitteisto on rakennettu yksinkertaisista ja edullisista peruskomponenteista, jolloin esimerkiksi pyörivien osien laakerointi on toteutettu yksirivisillä kuulalaakereilla, lisäksi rungon rakenteissa on käytetty yksinkertaisia komponentteja, kuten SHS 100 teräspalkkiprofiilia.

Testilaitteistossa on neljä sähkömoottoria, joista suurin ja tehokkain pyörittää hiontakiveä hihnavälityksellä. Toinen sähkömoottori puolestaan pyörittää hiottavaa lieriötä tasaisella nopeudella, jotta lieriö hioutuu tasaisesti koko ulkopinnalta. Kolmas sähkömoottori liikuttaa hiontakiveä hiottavaa kappaletta vasten, koska tämän sähkömoottorin aikaansaama translaatioliike määrää sen, kuinka tarkasti ja tasaisesti hionta onnistuu, on hiomakoneeseen valittu sellainen sähkömoottori, jonka liikettä pystytään säätämään tarkasti. Neljäs sähkömoottori puolestaan liikuttaa kuularuuvien avulla telineä, johon hiottava teräslieriö on kiinnitetty, jotta sitä pystytään liikuttelemaan sen pyörähdysakselin suuntaisesti ja näin ollen mahdollistamaan lieriön hionta sen koko pituuden osalta.

Testilaitteistolla on tarkoitus tutkia hiomisprosessiin liittyviä ilmiöitä, sekä sitä millaisiin tarkkuuksiin hionnassa voidaan päästä melko yksinkertaisista ja edullisista komponenteista rakennetulla testilaitteistolla. Testilaitteistoa rakennettaessa tavoitteena oli karkeasti ottaen päästä 10µm tarkkuuteen hionnan syvyyden säätämisessä.

3 HIOMINEN

Hiontaprosessissa jotakin kiinteää materiaalia kuten metallia poistetaan hionnan kohteena olevasta kappaleesta hioma-aineen avulla. Metalleja hiottaessa hioma-aine on yleensä kiinteä kappale, joka pyörii hiomisprosessissa. Näin ollen hioma-aineen pienet partikkelit toimivat työkaluina, joista jokainen leikkaa pienen lastun hiottavasta kappaleesta.[16]

3.1 Hiontaprosessien mallintamisen teoriaa

Hiontaprosessien mallit esittävät panoksen ja tuloksen välistä korrelaatiota, minkä tavoitteena on prosessin dynaamisen ja staattisen suorituskyvyn kuvaaminen. Tätä prosessia voidaan lähteä analysoimaan kahdella eri tavalla, joista ensimmäinen vaihtoehto on empiirinen malli ja toinen vaihtoehto on analyttinen malli. [16]

Empiiriset mallit perustuvat hiontaprosesseista saatuihin mittaustuloksiin. Empiiristen mallien tapauksessa panoksen ja tuloksen välinen korrelaatio kuvataan jollakin sopivan tyyppisellä mallilla ja se kuinka hyvin valittu malli vastaa todellisuutta, testataan tekemällä uusia mittauksia.

Analyttisten mallien kohdalla perustana on hiontaprosessiin liittyvien fysikaalisten ilmiöiden ymmärtäminen. Fysikaalisten ilmiöiden pohjalta hiontaprosessi kuvataan jollakolla matemaattisia yhtälöitä. Tällaisten mallien kykyyn kuvata tarkasti hiontaprosessia, vaikuttaa vahvasti se, millaisia oletuksia on tehty yhtälöitä muodostettaessa.[17]

3.1.1 Empiiriset mallit

Empiiriset hiontamallit saadaan aikaan hiontatesteistä saatujen tulosten perusteella. Näin ollen tyypillinen lähestymistapa on hyödyntää aikaisempia kokemuksia ja tietotaitoa aloitettaessa tekemään empiirisiä malleja. Yleensä tätä tietotaitoa edustaa joukko heuristisia sääntöjä, joista koottuja kokonaisuuksia löytyy alan kirjallisuudesta.[17]

Tietotekniikan nopean kehittymisen myötä myös empiiriset mallit ovat kehittyneet merkittävästi ja niiden hyödyntäminen hiontaprosesseissa on näin ollen lisääntynyt. Hiontaprosessin olosuhteiden määrittämisessä käytetään useiden tekijöiden mallia, joka perustuu tapauskohtaiseen päättelyyn, hermoverkkopäättelyyn ja sääntöperusteiseen päättelyyn. Tapauskohtaista hiontaolosuhteiden päättelyä käytetään päämenetelmänä valittaessa hiontaprosessille sopivaa hiontakiveä ja säätöparametreja.[17]

Sääntöperusteista päättelyä käytetään silloin, kun sopivia mittaustuloksia ei ole käytettävissä, tällöin neutraalia verkkoa käytetään hiontarullan valinnassa. Käyttäjän on kuitenkin tällaisissa tapauksissa tehtävä lopullinen päätös koskien hiontarullaa ja prosessin parametreja. Esimerkiksi sylinterimäisen kappaleen hionnassa voidaan käyttää neutraalia verkkoa ja sumeaa logiikkaa hiontarullan leikkausominaisuuksien ja prosessin olosuhteiden määrittämisessä. Hiontavoimasisignaali mitataan ja siitä erotellaan ja analysoidaan staattisia sekä spektrin ominaisuuksia. Tunnuslukuarvoja käytetään panoksena, joita verrataan olemassa oleviin mittaustuloksiin hiontarullan valinnassa.[17] Yleisesti ottaen perinteinen lähestymistapa, missä hyödynnetään aikaisempiin kokemuksiin perustuvia systeemejä, saattaa kohdata vaikeuksia, kun niiden pohjalta esimerkiksi lähdetään rakentamaan ennakkovaroitusjärjestelmää hiontalaitteistolle mahdollisten tulevien vikojen ja ongelmatilanteiden varalle.

Empiiristen mallien kvalitatiivisuus kasvaa, kun ne perustuvat aikaisempaan kokemukseen ja taitoon sekä hiontaprosessin tutkimiseen. Näiden seikkojen lisäksi myös systeemien integraatiot ja automaatio huomioidaan malleissa, yleisellä tasolla on hyvä huomioida epälineaaristen ilmiöiden ja perusominaisuuksien sisällyttämisen ja esittämisen vaikeus empiiriseen tietoon perustuvissa malleissa. Tämän lisäksi jatkuva ja nopea kehitys esimerkiksi materiaalitekniikassa edellyttää mallien ja prosessien jatkuvaa kehittämistä, jolloin on hyvin vaikea kerätä riittävästi tietoa riittävän nopeasti ja sisäistää sitä, jotta empiiriset mallit ja niiden kehittäminen pysyisi muun kehityksen tahdissa. Näin ollen hiontaprosessien tieteellisen tutkimuksen on syytä käsittää koko järjestelmä ja tutkimusten kohteena olevien laitteistojen pitää kuvata todellisia hiontasovelluksia mahdollisimman tarkasti ja todenmukaisesti, jotta tulokset ovat riittävän tarkkoja ja ennen kaikkea käyttökelpoisia muun tutkimuksen ja kehitystyön kannalta.[17]

3.1.2 Analyttiset mallit

Analyttiset mallit muodostavat toisen kategorian empiiristen mallien lisäksi mallintaa hiontaprosesseja. Empiirisissä malleissa keskitytään annettuihin lähtötietoihin ja saatuihin tuloksiin sekä niiden korrelaatioon, eikä niinkään siihen mitä kappaleiden välisissä kontakteissa oikeasti tapahtuu. Analyttisissä malleissa puolestaan keskitytään enemmän kappaleiden välisten kontaktien analysoimiseen. Hiontavoima on hiontaprosessia tutkittaessa kaikkein tärkein mittaamalla saatava arvo. Tänä päivänä on kolme suosittua menetelmää mallintaa hiontavoimaa, nämä ovat: staattinen menetelmä, energiamenetelmä ja fysikaalisiin ilmiöihin perustuva menetelmä. [17]

3.1.2.1 Staattinen menetelmä

Staattisen menetelmän tapauksessa hiomisprosessia käsitellään useiden leikkaavien terien tekemänä työnä. Perinteisesti useiden leikkaavien terien tekemä materiaalin poisto liitetään hiomisen sijaan sellaisiin työstöprosesseihin kuten jyrsiminen.

Staattisen menetelmän kohdalla kaikkien hiomakiven kontaktissa olevien hiontakiteiden oletetaan leikkaavan hiottavan kappaleen pintaa samalta syvyydeltä. Näin ollen yleinen hiontavoima on kaikkien leikkaavien hiontakiteiden voimien summa. Yksittäisen hiontakiteen hiontavoima puolestaan määritellään kinemaattisten yhtälöiden avulla, joiden perustana on lastun leikkaamisen ulkopuolelle jäävän osan paksuuden funktio hiomakiven ja hiottavan kappaleen välisessä kontaktissa. Staattisen menetelmän peruseriaatteet voidaan esittää yksinkertaistetussa muodossa yhtälön avulla. Yhtälö ilmaistaan leikkaussyvyyden, pyörimisnopeuden ja ekvivalentin halkaisijan funktiona [17]

$$F = CN_{kin}h = C' \frac{1}{q} a_e \frac{1}{d}, \quad (3.1)$$

jossa C ja C' ovat prosessikohtaisia vakioita, jotka pitää määrittää kokeellisesti. N_{kin} on aktiivisten hiontahiukkasten lukumäärä, h on puolestaan keskimääräinen lastun paksuus, q on hiomakiven pyörimisnopeus jaettuna hiottavan kappaleen syöttönopeudella, a_e on hionnan syvyys ja d on hiontauran ekvivalentti halkaisija.

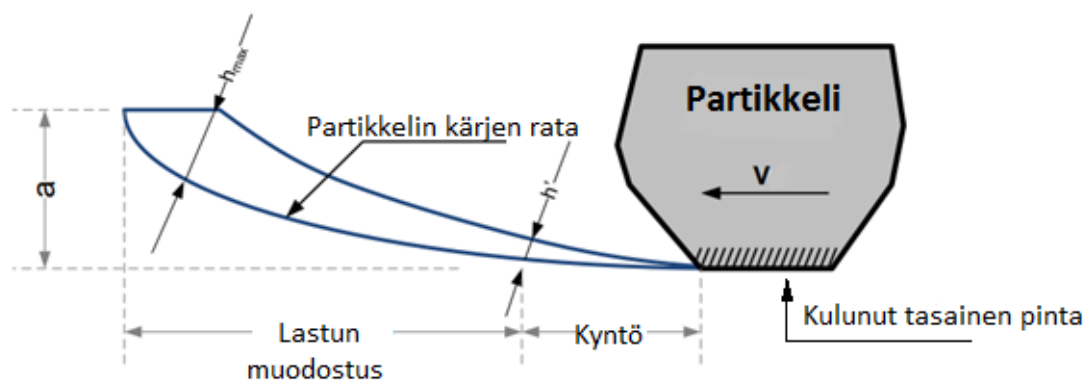
Tässä menetelmässä hiontaprosessin aktiivisten hiontakiteiden määrä perustuu oletukseen, jonka mukaan hiontakiteet ovat jakautuneet tasaisesti hiomakiven pinnalle. Leikkauksen ulkopuolella jäävän lastun osan paksuus lasketaan lastun teoreettisen arvon perusteella. Teoreettisen lastun muodostumisen oletetaan alkavan hiontakiteen päästessä kontaktiin hiottavan pinnan kanssa ja lastun muodostumisen päättyvän kontaktin loppuessa. Tämä oletus perustuu ajatukseen, että lastun muodostuessa kyseessä on 2D kontakti. Näin ollen leikkausprosessissa ei oleteta tapahtuvan materiaalin plastista muodonmuutosta tai kyntöä leikkausuran reunoilla. Myöskään hiontakiteiden geometrioiden tai leikkausurien päällekkäisyyttä ei oleteta tapahtuvan prosessissa. [17]

3.1.2.2 Energiamenetelmä

Energiamenetelmässä perusoletuksena on, että hiontapartikkelien ja hiottavan pinnan välillä tapahtuvassa materiaalin poistoprosessissa on kolme vaihetta. Näistä ensimmäinen on lastun muodostus, toinen vaihe on kyntö ja kolmas vaihe on liukumisen. Prosessissa hiottavan kappaleen yksittäisen hiontauran osat ovat eri vaiheessa prosessia niiden syvyydestä riippuen. [17] Kuvassa 3 on havainnollistettu näitä prosessin kolmea eri vaihetta, joissa yksittäinen hiontapartikkeli on kontaktissa hiottavan kappaleen kanssa. Näin ollen hiontaprosessissa tällaisen yksittäisen lastun irrottamiseen kuluva energia on näiden kolmen edellä mainitun vaiheen summa. Metalleja hiottaessa hiottavasta kappaleesta irtoavien lastujen materiaali sulaa osittain ennen niiden leikkautumista. Tämä tarkoittaa sitä, että lastun leikkaukseen kuluva energia on useimpien metallien kohdalla noin 75 % sulamisenergiasta.[18]

Lastun muodonmuutoksen aiheuttavan voiman suuruus voidaan analysoida lastun muodonmuutokseen kuluva energiasta. Hiontaprosessissa kynnyksellä viitataan hiottavassa kappaleessa tapahtuvaan paikalliseen materiaalin plastiseen muodonmuutokseen ilman, että materiaalia poistuu kappaleesta. Liukumisessa hiomakiven tylsistyneet ja kuluneet hiontakiteet hankaavat työstettävän kappaleen pintaa. Liukumiseen kuluva energia voidaan esittää funktiona, joka perustuu hiontakiven kaikkien hiontakiteiden kärkeen muodostuvien tasaisten alueiden perusteella.[17]

Koska energiamenetelmässä hiontakiven ja työstettävän kappaleen välisessä rajapinnassa tapahtuva prosessi jaetaan kolmeen osaan; leikkaus, kyntö ja liuku, eroaa se näin ollen useiden leikkaavien pintojen menetelmästä. Loppujen lopuksi tämä lähestymistapa ei kuitenkaan anna yksityiskohtaista tietoa hiomakiven ja hiottavan kappaleen välisessä kontaktissa tapahtuvista fysiikan ilmiöistä mikrotasolla. Lisäksi hiotun pinnan koostumusta ja prosessin parametrien välistä yhteyttä ei pystytä päättämään tämän menetelmän perusteella.[18]



Kuva 3: Lastun muodostuminen, kyntö ja liukumisen.

3.1.2.3 Fysikaalisiin ilmiöihin perustuva menetelmä

Fysikaalisiin ilmiöihin perustuva menetelmä käsittää yleisesti kaksi vaihetta, joista ensimmäinen on analysoida hiomakiven ja hiottavan kappaleen välinen kontakti mikroskooppitasolla, jolloin jokaisen yksittäisen hiontahiukkasen kontaktin olosuhteet hiottavan pinnan kanssa voidaan määritellä. Toinen vaihe on laskea yksittäisen hiontahiukkasen voima ja integroida mikroskooppinen voima vektori globaaliin mittakaavaan. Tällä menetelmällä tehdyssä analyysissä ensimmäisessä vaiheessa pitää hiomakiven ominaisuudet määrittää, mikä tehdään mittausten analyttisen mallinnuksen ja matemaattisen mallinnuksen avulla. Hiomakiven leikkaavat säröt voidaan mitata optisen profiilimetrim avulla, jolloin tarkoituksena on laskea kaikki hiomakiven pinnan huippupisteet. Tämä tietenkin edellyttää nollatason määrittämistä analysoitavalle pinnalle, näin olen kaikki tätä tasoa korkeammalla olevat pisteet, ovat hiovia pisteitä. Lisäksi hiottavan kappaleen kanssa kosketukseen pääsevien hiontahiukkasten tekemä leikkaaminen voidaan käsitellä mikrotason työstämiseksi. [17] Tämän lisäksi voidaan tehdä analyttiseen analyysiin perustuva pintamalli, jossa hiontahiukkasten oletetaan olevan muodoltaan pyöreitä ja lähes identtisiä. Hiontahiukkaset ovat sidemateriaalissa järjestettynä yksinkertaisiin kuution muotoisiin kennoihin. Tästä huolimatta leikkaavien hiontahiukkasten määrä voidaan päätellä analyttisen yhtälön perusteella ja hiontaprosessi voidaan ajatella useiden hiukkasten tekemänä materiaalin poistoprosessina, missä kokonaishionta-voima on kaikkien hiontakiteiden hiontavoimien summa. Mikäli mallissa huomioidaan hiontahiukkasten luonnollisen epäsäännöllinen jakautuminen, voidaan malliin lisätä stokastinen funktio, joka kuvaa hiontahiukkasten jakautumista hiontarullan pinnalle. [18]

Hiottavan pinnan kanssa kosketuksessa olevan hiontahiukkasen mikroskooppisia tulotarvoja pitää määrittää, sillä myös ne toimivat lähtöarvoina simulaatiolle. Näitä määritettäviä mikroskooppisia arvoja ovat voima, hiottavan kappaleen materiaalin sivuvirtaus ja lastun muodostuminen. Yksittäisen hiontahiukkasen leikkausvoima voidaan olettaa olevan verrannollinen Brinellin kovuuskokeella saatuun tulokseen, mikäli kitka jätetään huomioimatta. [2] Näin ollen ominaisvoima voidaan määritellä muotoaan muuttamattoman lastun tangentiaalisen puristusvoiman ja poikkileikkauksen pinta-alan suhteen avulla. Leikkausuran sivun materiaalin muoto arvioidaan paraabeliksi sen plastisesta muodonmuutoksesta johtuen. Yksittäisen hiontahiukkasen leikkausvoima voidaan laskea lastun maksipaksuuden tai lastun pituuden funktiona. [17]

Hiontakinematiikan simuloinnin avulla pyritään selvittämään hiomakiven ja hiottavan kappaleen välisen kontaktin olosuhteet mikroskooppisella tasolla. Yleisellä tasolla toimivia hiontakinematiikan simulointialgoritmeja löytyy valmiina kirjallisuudesta. Yleensä käyttökelpoisimmat algoritmit käsittävät ainakin seuraavat osat [18]:

- Leikkauspisteen liikeratayhtälö.
- Leikkauspisteiden liikeradat ja hiottavan kappaleen pinnan kartoitus.
- Hiontahiukkasten ja hiottavan pinnan välisen vuorovaikutuksen määrittely.
- Sivuvirtausprofiilin päivittäminen suhteessa hiottavan kappaleen pintaan.

Hiontaprosessissa vain pieni osa hiomakiven hiontahiukkasista pääsee kosketukseen hiottavan pinnan kanssa. Tästä pienestä kontaktiin pääsevien hiontahiukkasten joukosta, itse asiassa vain pieni osa leikkaa hiottavaa pintaa ja suurin osa hiontahiukkasista vain hieraisee hiottavan kappaleen pintaa. Hiottavan kappaleen pinnassa tapahtuu plastista muodonmuutosta muuallakin kuin leikkautuneissa lastuissa. Näin ollen materiaalin sivuvirtausprofiilin geometria pitäisi sisällyttää kinemaattiseen simulaatioon. Nykyisissä simulaatioissa sivuvirtauksen poikkileikkaus voidaan mallintaa tasakylkisenä kolmiona tai paraabelina. Geometriaa voidaan mallintaa kontaktin funktiona, kuten kontakti alueen pinta-alan tai kontaktin syvyyden mukaan.[17]

Kinemaattisen simulaation antama tulos on hiottavan kappaleen pinnan koostumus. Kontaktiin pääsevien tai aktiivisten hiontahiukkasten määrä voidaan päätellä kinemaattisen simulaation perusteella. Yksittäisiin hiontahiukkasiin vaikuttavat voimat voidaan ilmaista hiontahiukkasen ja hiottavan pinnan kontaktin poikkileikkauksen pinta-alan tai hiontahiukkasen tekemän leikkauksen syvyyden funktiona. Kokonaishiontavoima saadaan näin ollen yhdistämällä kaikkiin hiontaprosessissa mukana olleisiin hiontahiukkasiin kohdistuneet voimat. [17] Koska hiontaprosessi on todellisuudessa hyvin monimutkainen, tarvitsee prosessin kinemaattista analyysiä yksinkertaistaa. Näin ollen hiontaprosessien simulointia varten tehdään yleensä muutamia oletuksia, jotka ovat: [18]

- Hiomakiven ja koko systeemin värähtely on olematonta.
- Hiottavan kappaleen ja hiomakiven välisessä kontaktissa tapahtuu aina leikkausta, kun hiomakiveä syötetään hiottavan kappaleen pintaa vasten.
- Hiottavan kappaleen ja hiomakiven välisessä kontaktissa ei tapahdu liukumista.

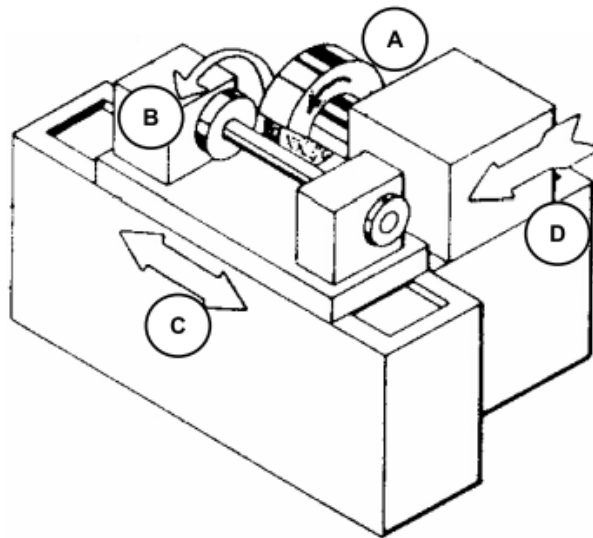
3.2 Hiomakoneiden luokittelu

Metalleja hiottaessa hiomakoneita käytetään laakereiden, lieriömäisten ja kartionmuotoisten pintojen karkeaan työstöön ja pintojen viimeistelyyn. Lisäksi hiomalla muun muassa viimeistellään sylinterien sisäpintoja, teroitetaan leikkaavia teriä ja poistetaan valetuista kappaleista ylimääräisiä valupurseita sekä puhdistetaan ja kiilloitetaan pintoja.

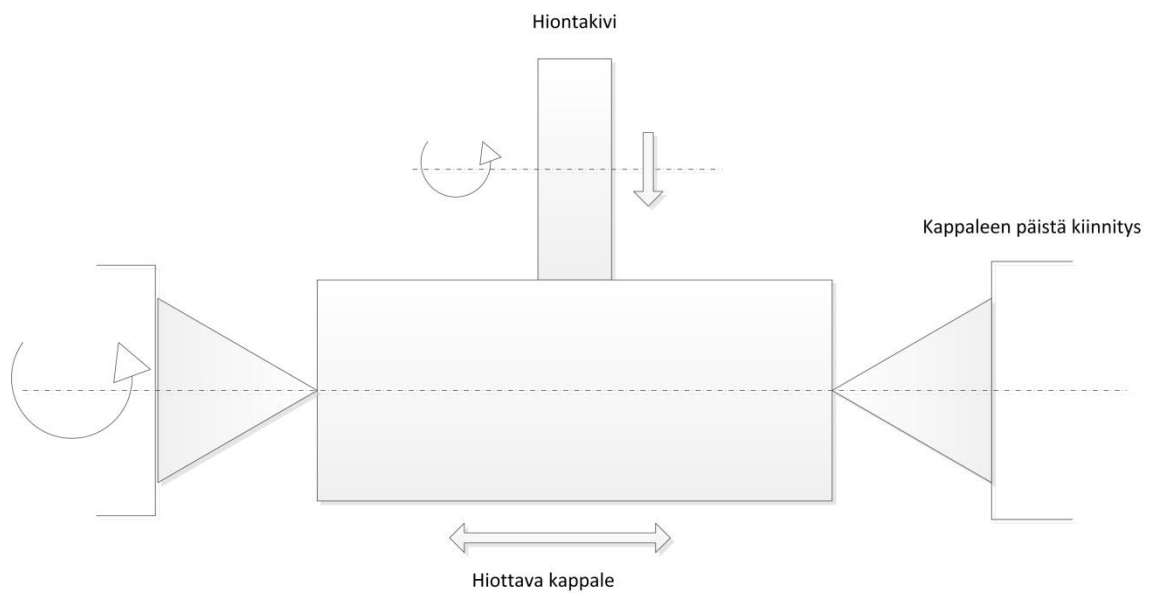
Perinteiset hiomakoneet voidaan esimerkiksi jaotella erilaisten hiottavien pintojen mukaan [15]:

- yleishiomakoneet,
- pintojen hiomiseen tarkoitetut hiomakoneet,
- sylinterimäisten pintojen hiomiseen tarkoitetut hiomakoneet,
- sisäpuolisten pintojen hiomiseen tarkoitetut hiomakoneet,
- työkalujen ja terien hiomiseen tarkoitetut hiomakoneet.

Kaikissa näissä hiomakoneissa keskeisin ominaisuus on pyörivä, hiova työkalu, jonka avulla saadaan aikaan viimeistelty pinta. Sylinterimäisten pintojen hiontaan tarkoitetulla hiomakoneella hiotaan sylinterinmuotoisten kappaleiden ulkopintoja, jollainen on myös tämän diplomityössä analysoitu laitteisto. Hiottavan sylinterimäisen kappaleen pinta voi olla suora, kartion muotoinen, tai se voi olla porrastettu. Sylinterimäisten pintojen hiontaan tarkoitettuja hiomakoneita on karkeasti kolmea eri tyyppiä, jotka ovat yksinkertainen keskiöllinen hiomakone, yleiskäyttöinen pinnan hiomakone ja keskiötön sylinterimäisten kappaleiden pintojen hiomakone. Yksinkertaisessa keskiöllisessä hiomakoneessa hiottava kappale on päistään kiinnitettynä keskiakselin kohdalta laakeroituun istukaan. Hiottava kappale voidaan myös kiinnittää puristimen avulla tasolaikkaan, tätä tapaa käytetään lähinnä tasosorveissa.[15] Tämän tyyppisillä hiomakoneilla voi yleensä hioa sekä liikuttamalla pyörivää hiomakiveä poikittaissuuntaisesti, että painamalla hioimakiveä kohtisuorassa hiottavan kappaleen pintaan. Sellaisissa hiomakoneissa, joissa hionta perustuu kiekonmuotoisen hiomakiven pyörimiseen, kiekon ulkoreuna toimii hiovana pintana. Hiomakoneessa pyörivää hiomakiveä liikutellaan hiottavaan kappaleeseen nähden kohtisuoraa akselia pitkin, jolloin hionnan syvyyttä voidaan säädellä. Ku-
vissa 4 ja 5 on havainnollistettu yksikertaista keskiöllistä hiomakonetta.



Kuva 4: Yksinkertaistetun hiomakoneen periaatekuva.[10]



Kuva 5: Hiomakoneen pyörivien osien liikeradat.

4 PYÖRIVÄ KONERAKENNE

Analysoitavan hiomakoneen todellinen dynamiikka on vaikea mallintaa teoreettisesti. Teoreettiset kaavat ja laskelmat perustuvat yksinkertaistettuihin malleihin, jotka muistuttavat koneen eri rakenneosia, teoreettiset yhtälöt saadaan ratkaisemalla mallit numeerisesti kuten esimerkiksi Rayleigh-Ritz menetelmää käyttäen, tai nykyään elementtimenetelmällä (FEM), joka on toinen lähestymistapa mallintamiseen ja analysointiin koneiden ominaisvärähtelyjä tutkittaessa.

4.1 Pyörivän rakenteen malli

Pyöriviä systeemejä kuormittavat yleensä monet erilaiset voimat. Kuormittavat voimat voivat vaikuttaa niin aksiaalisuunnassa kuin radiaalisuunnassa. Lisäksi saattaa esiintyä systeemiä kuormittavia vääntömomenteja tai taivutusmomenteja. Kuormittavat voimat voivat olla staattisia tai dynaamisia, jolloin niiden suunta ja suuruus muuttuvat tietyn ajanjakson aikana.

Pyörivään systeemiin kuten roottoriin vaikuttavat dynaamiset voimat aiheuttavat värähtelyjä systeemissä. Värähtelyt voivat esiintyä aksiaalisina, radiaalisina tai kiertosuuntaisina. Yleensä koneiden mittauksissa keskitytään radiaalisiin värähtelyihin, koska radiaalisuunnassa tapahtuvat värähtelyt ovat yleisin konetekniikassa esiintyvä värähtelyongelma. Aksiaaliset värähtelyt konejärjestelmissä ovat paljon harvinaisempia, mutta voivat myös aiheuttaa värähtelyongelman. Kiertosuuntaiset värähtelyt ovat hyvin vaikeita mitata ja monesti niihin ei kiinnitetä riittävästi huomiota. Molemmat aksiaalinen ja kiertosuuntainen värähtely voivat myös aiheuttaa radiaalista värähtelyä systeemiin ristiliitosmekanismin kautta. Epätasapaino on tavallisimmin radiaalista värähtelyä aiheuttava dynaaminen voima. Se miksi dynaamiset voimat aiheuttavat systeemiin värähtelyjä johtuu siitä, että pyörivä systeemi toimii ikään kuin energian muuntomekanismina, joka muuntaa kuormittavat voimat värähtelyksi. [1]

Värähtelevien systeemien matemaattisiin malleihin liittyvät oletukset asettavat niille erilaisia rajoituksia. Oletukset yksinkertaistavat mallia tulosten tarkkuuden kustannuksella. Tällaisia rajoitteita asettavia oletuksia voivat olla esimerkiksi:

- Pyörivällä systeemillä on yksi vapausaste kompleksitasossa. Yksi vapausaste tarkoittaa sitä, että on yksi vapaa, sivusuuntainen mitattava muuttuja, ilman kulmapoikkeamaa ja vain yksi differentiaaliyhtälö kuvaamassa systeemiä. Tämä malli pystyy tuottamaan vain yhden ennustettavan moodin tai resonanssimuodon. [7]
- Gyroskoopiefekti jätetään huomioimatta. Gyroskoopiefekti voi aiheuttaa systeemille pyörimisnopeudesta riippuvia muutoksia systeemiin luontaisiin taajuuksiin. Tämä tosin voi olla hyvin merkittävä ominaisuus esimerkiksi riippuville roottorisysteemeille. [7]
- Vaimennus on viskoosia ja tapahtuu ainoastaan nesteen vuorovaikutuksesta. Systeemeissä ei ole muita vaimentavia tekijöitä. Tällainen rajoite vähentää parametrien määrää systeemeissä ja yksinkertaistaa matemaattista mallia. [7]

4.2 Alemman luokan kinemaattisen parin mallintaminen

Kinemaattisilla pareilla tarkoitetaan erilaisia kontaktipareja ja ne voidaan jakaa kahteen luokkaan, alemmaa luokkaa oleviin kontaktipareihin ja ylempää luokkaa oleviin kontaktipareihin. Alemmaan luokkaan kuuluvia kontaktipareja ovat sellaiset, joiden väliin muodostuva kontakti on selkeästi kahden pinnan muodostama. Ylempään luokkaan kuuluvia kontaktipareja ovat sellaiset, joiden väliin muodostuva kontakti on piste tai viiva. Niiden suhteellinen liike onkin yleensä hyvin monimutkaista kuvata ja ylempää luokkaa olevan kontaktiparin liike saattaa olla myös useamman alemmaa luokkaa olevan kontaktiparin summa. [3]

4.2.1 Luistininivelen kontakti

Esitettäessä alempaan luokkaan kuuluvien kontaktiparien yhtälöitä, voidaan olettaa, että nivelet yhdistävät kaksi pistettä A ja B. $[\boldsymbol{\mu}_1, \boldsymbol{\mu}_2, \boldsymbol{\mu}_3]$ ja $[\boldsymbol{\xi}_1, \boldsymbol{\xi}_2, \boldsymbol{\xi}_3]$ ovat lähtö asemassa näihin kahteen solmupisteeseen kiinnitettyjä ortogonaalisia yksikkövektoreita. Vektorit $[\boldsymbol{\mu}'_1, \boldsymbol{\mu}'_2, \boldsymbol{\mu}'_3]$ ja $[\boldsymbol{\xi}'_1, \boldsymbol{\xi}'_2, \boldsymbol{\xi}'_3]$ puolestaan saadaan koordinaatiomuutoksella operaattoreiden \mathbf{R}_A ja \mathbf{R}_B avulla, jolloin on voimassa yhtälöt,

$$\boldsymbol{\mu}'_i = \mathbf{R}_A \boldsymbol{\mu}_i, \quad \boldsymbol{\xi}'_i = \mathbf{R}_B \boldsymbol{\xi}_i, \quad (4.1)$$

joiden avulla voidaan kuvata solmujen rajoitteet niin, että ne huomioivat myös orientaatit.

Luistininivelessä tapahtuu translaatioliikettä kahden kappaleen välillä, eli se on yhden vapausasteen käsittävä alemman luokan kinemaattinen pari. Luistininivelessä kontaktissa olevien kappaleiden poikkileikkaukset ovat yleensä muotoiltu niin, että rotaatiota ei pääse tapahtumaan.[14]

Luistininivelen orientaation tasapaino voidaan esittää Boolean merkinnällä,

$$v_B = v_A. \quad (4.2)$$

Nivelen kaksi translaatorajoite-ehtoa ovat

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\mu}'_1{}^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) &= 0, \\ \boldsymbol{\mu}'_2{}^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) &= 0. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Tämä sallii suhteellisen luistininivelen akselin $\boldsymbol{\mu}'_3$ suuntaisen liikkeen käsittelemisen laajennetun Lagrangen tekniikan avulla. Näin ollen rajoitteet voidaan esittää rotaatioiden avulla, jolloin ne ovat muotoa

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= (\mathbf{R}_A \boldsymbol{\mu}_1)^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) = 0, \\ \Phi_2 &= (\mathbf{R}_A \boldsymbol{\mu}_2)^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) = 0, \end{aligned} \quad (4.4)$$

jossa \mathbf{R}_A ja \mathbf{R}_B ovat rotaatiotermejä.[14]

Liikkeyhtälöiden virtuaaliset muutokset ovat muotoa

$$\delta \Phi_1 = (\mathbf{R}_A \delta \boldsymbol{\theta}_A)^T (\tilde{\boldsymbol{\mu}}'_1 (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A)) + (\delta \mathbf{x}_B - \delta \mathbf{x}_A)^T \boldsymbol{\mu}'_1,$$

$$\delta \Phi_2 = (\mathbf{R}_A \delta \boldsymbol{\theta}_A)^T (\tilde{\boldsymbol{\mu}}'_2 (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A)) + (\delta \mathbf{x}_B - \delta \mathbf{x}_A)^T \boldsymbol{\mu}'_2, \quad (4.5)$$

jossa $\boldsymbol{\theta}_A$ on tangenttitermi.

Translaatorajoitteiden vaihtelu (4.5) voidaan esittää standardimuodossa siirtymien vaihteluiden kanssa, jolloin on voimassa

$$\delta \mathbf{q}^T = [\delta \mathbf{x}_B^T \ \delta \mathbf{x}_A^T \ \delta \boldsymbol{\Psi}_A^T].$$

Nyt saadaan muodostettua Jacobin matriisi, joka on muotoa

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\boldsymbol{\mu}'_1{}^T & \boldsymbol{\mu}'_1{}^T & (\tilde{\boldsymbol{\mu}}'_1 (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A))^T \mathbf{R}_A \mathbf{T}_A \\ -\boldsymbol{\mu}'_2{}^T & \boldsymbol{\mu}'_2{}^T & (\tilde{\boldsymbol{\mu}}'_2 (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A))^T \mathbf{R}_A \mathbf{T}_A \end{bmatrix}. \quad (4.6)$$

Tasapainotilassa on voimassa seuraavat yhteydet,

$$\begin{aligned} \tilde{\boldsymbol{\mu}}'_1 (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) &= -\tilde{\boldsymbol{\mu}}'_2 \|\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A\| = -\boldsymbol{\mu}'_2 |u_3|, \\ \tilde{\boldsymbol{\mu}}'_2 (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) &= \tilde{\boldsymbol{\mu}}'_1 \|\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A\| = -\boldsymbol{\mu}'_1 |u_3|, \end{aligned} \quad (4.7)$$

jossa u_3 on nivelen siirtymä, jolloin rajoitteiden muutokset voidaan esittää yksinkertaisemmassa muodossa, jotka ovat

$$\begin{aligned} \delta \Phi_1 &= (\delta \mathbf{x}_B - \delta \mathbf{x}_A)^T \boldsymbol{\mu}'_1 - \delta \boldsymbol{\theta}_A^T \boldsymbol{\mu}'_2 |u_3| = \delta u_1, \\ \delta \Phi_2 &= (\delta \mathbf{x}_B - \delta \mathbf{x}_A)^T \boldsymbol{\mu}'_2 - \delta \boldsymbol{\theta}_A^T \boldsymbol{\mu}'_1 |u_3| = \delta u_2, \end{aligned} \quad (4.8)$$

jossa δu_i on hyvin pieni poikittainen virtuaalinen siirtymä nivelessä. Rajoitteiden voimien virtuaalinen työ tasapainoasemassa voidaan esittää, jolloin rajoitteet ovat muotoa

$$\delta W = (k\lambda_i - p\Phi_i)\delta\Phi_i = k\lambda_1\delta u_1 + k\lambda_2\delta u_2, \quad (4.9)$$

jossa k on vakio ja Lagrangen kertoimet λ_1 ja λ_2 konjugoituina muuttujiin Φ_1 ja Φ_2 antavat sisäiset voimat nivelen solmussa B.[14]

Nivelen siirtymään u vaikuttava rajoite on muotoa

$$\Phi_3 = (\mathbf{R}_A \boldsymbol{\mu}_3)^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) - u = 0. \quad (4.10)$$

Rajoitteen vaihtelu voidaan ilmaista muodossa

$$\delta \Phi_2 = (\tilde{\mu}'_3(x_B - x_A))^T \delta \theta_A + (\delta x_B - \delta x_A)^T \mu'_3 - \delta u. \quad (4.11)$$

Lopulta virtuaalisen työn yhtälöksi saadaan

$$\delta W = F \delta u, \quad (4.12)$$

jossa F on niveleen vaikuttava ulkoinen voima.[14]

4.2.2 Lieriönivelen kontakti

Lieriön muotoisten kontaktipintojen välinen kontakti on alempaan luokkaan kuuluva kontakti. Sen mallinnus lähtee liikkeelle kahdesta translaatorajoitteesta, jotka ovat

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \mu'_1{}^T (x_B - x_A) = 0, \\ \Phi_2 &= \mu'_2{}^T (x_B - x_A) = 0, \end{aligned} \quad (4.13)$$

jossa alaindeksit A ja B ovat solmuja. Lieriömäiselle kontaktille asetetaan kaksi rotaatio rajoitetta, jotka ovat

$$\begin{aligned} \Phi_3 &= \mu'_1{}^T \xi'_3 = 0, \\ \Phi_4 &= \mu'_2{}^T \xi'_3 = 0. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Kantavektorit μ' ja ξ' ovat muotoa

$$\mu'_i = R_A \mu_i, \quad \mu'_i = R_B \mu_i, \quad (4.15)$$

jossa R_A ja R_B ovat solmujen rotaatiotermejä.[14]

Siirtymät käsittävä vektori on muotoa

$$\delta q^T = [\delta x_A^T \delta x_B^T \delta \Psi_A^T \delta \Psi_B^T]. \quad (4.16)$$

Nyt voidaan muodostaa Jacobin matriisi, joka on muotoa

$$B = \begin{bmatrix} -\mu'_1{}^T & \mu'_1{}^T & [\tilde{\mu}'_1(x_B - x_A)]^T R_A T_A & 0 \\ -\mu'_2{}^T & \mu'_2{}^T & [\tilde{\mu}'_2(x_B - x_A)]^T R_A T_A & 0 \\ 0 & 0 & (\tilde{\mu}'_1 \xi'_3)^T R_A T_A & -(\tilde{\mu}'_1 \xi'_3)^T R_B T_B \\ 0 & 0 & (\tilde{\mu}'_2 \xi'_3)^T R_A T_A & -(\tilde{\mu}'_2 \xi'_3)^T R_B T_B \end{bmatrix}. \quad (4.17)$$

4.2.3 Ruuvinivelen kontakti

Ruuvinivelen kontaktin kohdalla rajoitteet Φ_1 ja Φ_4 ovat samat kuin lieriönivelenkin kohdalla. Ruuvin rotaatiokulma α on riippuvainen aksiaalisesta siirtymästä rajoitteen Φ_5 kautta, joka huomioi myös ruuvin nousun p . Ruuvinivelen rajoitteet ovat muotoa, [3]

$$\begin{aligned}\Phi_1 &= \mu_1'^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) = 0, \\ \Phi_2 &= \mu_2'^T (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A) = 0, \\ \Phi_3 &= \mu_1'^T \xi_3' = 0, \\ \Phi_4 &= \mu_2'^T \xi_3' = 0, \\ \Phi_5 &= (\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A)^T \xi_3' - p\alpha = 0.\end{aligned}\tag{4.18}$$

Rajoitteen Φ_5 variaatio on puolestaan muotoa

$$\delta\Phi_5 = \xi_3'^T (\delta\mathbf{x}_B - \delta\mathbf{x}_A) + (\xi_3'(\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_A))^T \mathbf{R}_B \mathbf{T}_B \delta\boldsymbol{\Psi}_B - p\delta\alpha.\tag{4.19}$$

Ruuvin rotaatiokulma arvioidaan rajoitteen Φ_6 avulla, joka on muotoa [3]

$$\Phi_6 = (\mathbf{R}_B \xi_1)^T [\cos \alpha (\mathbf{R}_A \mu_2) - \sin \alpha (\mathbf{R}_A \mu_1)] = 0.\tag{4.20}$$

Rajoitteen Φ_6 variaatio on puolestaan muotoa

$$\delta\Phi_6 = \mu_3'^T (\mathbf{R}_B \mathbf{T}_B \delta\boldsymbol{\Psi}_B - \mathbf{R}_A \mathbf{T}_A \delta\boldsymbol{\Psi}_A) - \delta\alpha.\tag{4.21}$$

Rajoitteiden Φ_5 ja Φ_6 variaatiot saadaan yksinkertaistettua muotoon

$$\begin{aligned}\delta\Phi_5 &= \delta\mathbf{x}_B \mu_3' - \delta\mathbf{x}_A \mu_3' - \delta\alpha p \\ \delta\Phi_6 &= \delta\boldsymbol{\theta}_B \mu_3' - \delta\boldsymbol{\theta}_A \mu_3' - \delta\alpha.\end{aligned}\tag{4.22}$$

Ruuvia käyttävä vääntömomentti voidaan lisätä yhtälöryhmään virtuaalisen työn avulla, käyttäen yhtälöä [3]

$$\delta W = M\delta\alpha.\tag{4.23}$$

4.3 Hiomakoneen yksinkertaistettu värähtelymalli

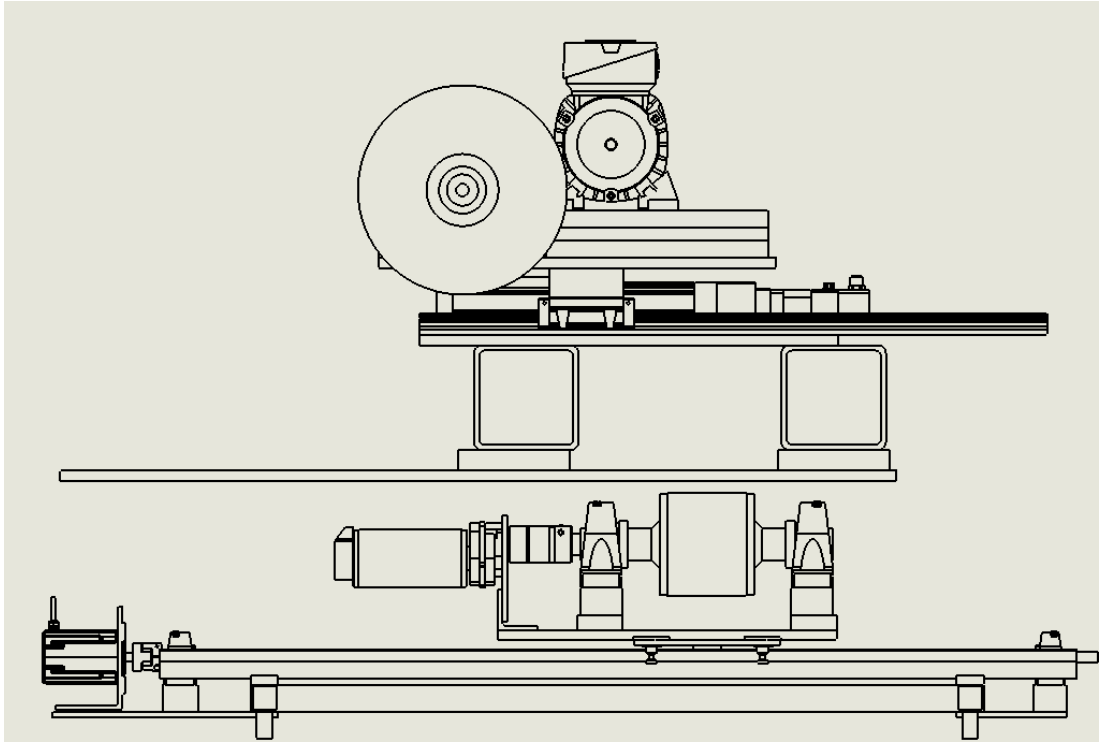
Yleisesti ottaen on olemassa useita eri menetelmiä, joiden avulla voidaan mallintaa analysoinnin kohteena ollutta hiomakonetta. Tässä tapauksessa järjestelmää on mallinnettu monikappalesimulaation avulla. Monikappalesimulaatiota käytettäessä pitää analysoidavaa laitteistoa yksinkertaistaa radikaalisti dynamiikkamallia varten, sillä sitä ei pystytä analysoimaan sellaisenaan laitteiston monimutkaisuudesta johtuen. Näin ollen on tärkeää tunnistaa analysoitavan laitteen rakenteen olennaiset osat ja niiden ominaisuudet.

Dynamista analyysia varten suunniteltu analyysimalli käsittää seitsemän vapausastetta (7 DOF), jotka ovat [5]:

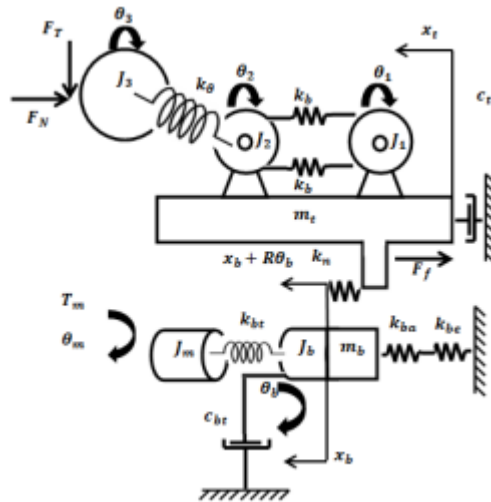
- alustan siirtymä,
- kuularuuvien siirtymä,
- pyörittävän moottorin kiertymä,
- kuularuuvien kiertymä,
- hiottavan kappaleen kiertymä,
- hiomakiven kiertymä,
- hihnapyörän kiertymä.

Malli sisältää kuularuuvimekanismin, joka liikuttaa varsinaista hiontalaitetta, hihnakäyttöisen voimansiirtomekanismin, sekä hiomakiven. Mallin yksinkertaistamiseksi on hiomakoneen akseli korvattu kierrejousella, johon on kytketty inertia kiekot molempiin päihin. Inertia kiekot kuvaavat akselin päissä olevia hihnapyörää ja hiomakiveä. Yleensä yksinkertaistetuissa analyysimalleissa servotoiminen liikuttelumekanismi korvataan jäykällä kappaleella. Tällainen ratkaisu tosin johtaa suuriin epätarkkuuksiin analyysimallissa, sillä tämä ratkaisu ei lainkaan huomioi kyseisessä mekaniismissa tapahtuvia elastisia muodonmuutoksia. Tässä mallissa on kuitenkin käytetty vääntöjäykkyyden ja joustot huomioivia elementtejä. [5]

Laitteistossa on valittu käytettäväksi kuularuuveja liikuttelevina mekanismeina, koska niillä päästään korkeaan tarkkuuteen lineaarisessa liikkeessä, eivätkä ne myöskään lämpene tai kulu nopeasti. Tästä huolimatta kuularuuvien käyttäminen liikuttelumekanismina pyörivälle, leikkaavalle kappaleelle saattaa johtaa tilanteeseen, missä työstävän kappaleen paikoitustarkkuus on melko huono.



Kuva 6: Hiomakoneen periaatekuva.



Kuva 7: Hiomakoneen yksinkertaistettu malli.[11]

Analyysia varten suunniteltu dynaaminen malli voidaan esittää seuraavien differentiaaliyhtälöiden avulla, joista ensimmäinen kuvaa hiottavaa kappaletta kannattelevan kelkan momenttitasapainoehtoa ja se on muotoa

$$J_m \ddot{\theta}_m + k_{bt}(\theta_m - \theta_b) = T_m, \quad (4.22)$$

jossa J_m on moottorin inertia, k_{bt} on kiertojäykkyys, θ_m on moottorin ja θ_b kuularuuvien kulmasiirtymä. T_m on puolestaan moottorin momentti. Differentiaaliyhtälöistä toinen kuvaa hiovaa kappaletta kannattelevan pöydän momenttitasapainoehtoa ja se on muotoa

$$J_m \ddot{\theta}_m + c_{bt} + k_{bt}(\theta_b - \theta_m) + Rk_n(x_b + R\theta_b - x_t) = 0, \quad (4.24)$$

jossa R on kuularuuvien suhdeluku, c_{bt} on laakerin vaimennuskerroin, k_n on kuularuuvien mutteriosan jäykkyys, x_t on alustan ja x_b on kuularuuvien siirtymä. Kolmas differentiaaliyhtälöistä kuvaa hiottavaa kappaletta kannattelevan kelkan voimatasapainoehtoa ja se on muotoa

$$m_b \ddot{x}_b + k_{eq}(x_b) + k_n(x_b + R\theta_b - x_t) = 0 \quad (4.25)$$

jossa k_{eq} on ekvivalentti jäykkyys kuularuuvien aksiaaliskomponentin ja laakeroinnin välillä, m_b on kuularuuvien massa. Neljäs differentiaaliyhtälöistä kuvaa hiontakiven voimatasapainoehtoa ja se on muotoa

$$m_t \ddot{x}_t + c_t(\dot{x}_t) + k_n(x_t - (x_b + R\theta_b)) = -F_N - F_f, \quad (4.26)$$

jossa m_t on levyn sekä muiden kelkan osien massa, c_t on viskoosivaimennuskerroin, F_N on normaalin suuntainen leikkausvoima ja F_t on tangentialinen leikkausvoima. Viides differentiaaliyhtälöistä kuvaa hiontalaitteen moottorin hihnapyörän momenttitasapainoehtoa ja se on muotoa

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + 2k_{bt}R_1(R_1\theta_1) = 0, \quad (4.27)$$

jossa J_1 on moottorin hihnapyörän inertia, θ_1 on sen kulmasiirtymä ja R_1 on puolestaan sen säde. Kuudes differentiaaliyhtälöistä kuvaa hiontalaitteen akselin hihnapyörän momenttitasapainoehtoa ja se on muotoa

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - 2k_{bt}R_1(R_2\theta_2) + k_\theta(\theta_2 - \theta_3) = 0, \quad (4.28)$$

jossa J_2 on hiontalaitteen akseliin kytketyn hihnapyörän inertia, θ_2 on sen kulmasiirtymä ja R_2 on puolestaan sen säde. Seitsemäs differentiaaliyhtälöistä kuvaa hiontakiven momenttitasapainoehtoa ja se on muotoa

$$J_3 \ddot{\theta}_3 + k_\theta(\theta_2 - \theta_3) = -F_t R_3, \quad (4.29)$$

jossa J_3 on hiontapyörän inertia, θ_3 on sen kulmasiirtymä ja R_3 on puolestaan sen säde.

Kuularuuvien mutteriosan kokonaisliike on kontaktipisteen aksiaalisen siirtymän ja kuularuuvien pyörimisestä aiheutuvan aksiaalisen siirtymän summa. Tämä aksiaalisen liikkeen summa voidaan esittää yhtälönä, joka on [6]

$$x_n = x_b + R\theta_b, \quad (4.30)$$

jossa R on kuularuuvien suhdeluku, joka on muotoa

$$R = \frac{N_s p}{2\pi}, \quad (4.31)$$

jossa taas p on kuularuuvien nousu ja N_s on alkupiste.

Dynaamisessa mallissa kuularuuvien mutteriosa on korvattu massattomalla jousella, mikä on nähtävissä kuvasta 7, tämän lisäksi akselin jäykkyys voidaan arvioida FEM-ohjelmiston avulla.

4.3.1 Hiontaprosessin matemaattinen malli

Hiontaprosessin matemaattinen malli sisältää viisi vapausastetta (5 DOF), jotka ovat [12]:

- akselin siirtymä x-suunnassa,
- akselin siirtymä y-suunnassa,
- hiomakiven siirtymä x-suunnassa,
- hiomakiven siirtymä y-suunnassa,
- hiottavan kappaleen siirtymä x-suunnassa.

Yksinkertaistetussa hiontaprosessin mallissa hiottava kappale on korvattu jäykällä sauvalla, joka on tuettu jousella ja vaimentimilla, jotka kuvaavat laakereita. Hiomakiven nivelominaisuudet on esitetty kahdessa eri suunnassa olevien jäykistävien elementtien avulla. Yhdistetyt ehdot vaikuttavat perusteellisesti hiomakiven akselin dynamiikkaan.

Lagrangen yhtälöä soveltamalla hiontaprosessin malli voidaan esittää seuraavien differentiaaliyhtälöiden avulla, jotka ovat muotoa,[12]

$$M_w \ddot{x}_w + c_w \dot{x}_w + k_w x_w = -F_N, \quad (4.32)$$

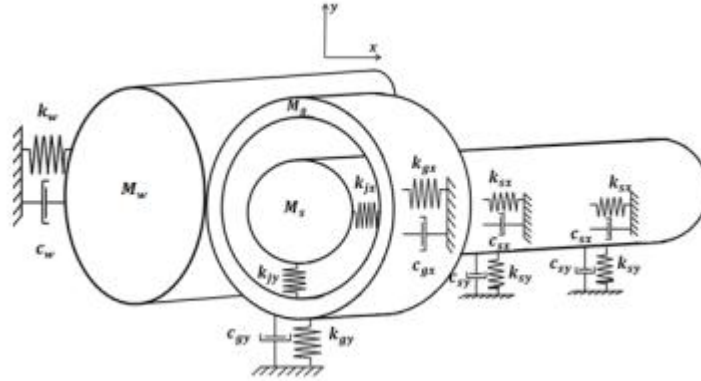
$$M_g \ddot{x}_g + c_{gx} \dot{x}_g + k_{gx} x_g + k_{jx} (x_g - x_s) = F_N, \quad (4.33)$$

$$M_g \ddot{y}_g + c_{gy} \dot{y}_g + k_{gy} y_g + k_{jy} (y_g - y_s) = -F_T, \quad (4.34)$$

$$M_s \ddot{x}_s + 2c_{sx} \dot{x}_s + 2k_{sx} x_s + k_{jx} (x_s - x_g) = 0, \quad (4.35)$$

$$M_s \ddot{y}_s + 2c_{sy} \dot{y}_s + 2k_{sy} y_s + k_{jy} (y_s - y_g) = 0, \quad (4.36)$$

jossa M_w on hiottavan kappaleen massa, M_g on puolestaan hiontakiven massa ja M_s on akselin massa, k_w , c_w , k_{gx} , k_{gy} , c_{gx} , c_{gy} , k_{jx} , k_{jy} , k_{sx} , k_{sy} , c_{sx} , c_{sy} ovat hiottavan kappaleen, hiomakiven, nivelien ja laakereiden jäykkyyks- ja vaimennuskertoimet x ja y suunnissa, joita on havainnollistettu kuvassa 8.



Kuva 8: Sylinterimäisen hiontaprosessin dynaaminen malli. [11]

4.3.2 Hiontavoiman malli

Hiontavoiman teoreettisten mallien tekeminen ja niiden reunaehtojen määrittely on hyvin haasteellista ja aihe onkin edelleen useiden tutkimusten kohteena. Jotta dynaamiset mallit vastaisivat todellisuutta mahdollisimman hyvin, pyritään hiontavoimat määrittämään jollakin hiontavoimamallilla. Yleisesti ottaen hiontavoimamallit perustuvat kolmeen hiomisprosessin kannalta tärkeään tekijään, jotka ovat leikkauksen syvyys, hiovan kappaleen nopeus ja hionnan ekvivalenttihalkaisija. Tutkimusprojektissa on päädytty käyttämään hiontavoimamallia, joka perustuu poistettavan materiaalin määrään ja näin ollen se huomioi kaikki kolme edellä mainittua hiontavoimamallien perusosaa. C. Bha-teja on osoittanut tutkimuksissaan, että normaalissa sylinterin hiontaprosessissa hiontavoiman normaalikomponentti voidaan arvioida olevan verrannollinen poistettavan materiaalin määrään. [10]

Hiontakontaktin mallinnuksessa ajan viivästymistekijä niin hiomakivelle kuin hiottavalle kappaleellekin huomioidaan kokonaistunkeumaa laskettaessa. Koska hionnassa hiomakivi liikkuu aksiaalissuuntaisesti hiottavan kappaleen pintaa pitkin, tapahtuu kontaktipintojen välillä limittymistä. Dynaaminen variointi, joka perustuu hiomakiven ja hiottavan kappaleensuhteellisen liikkeeseen voidaan esittää muodossa[13]

$$\Delta \varepsilon(t) = x_w(t) - x_g(t). \quad (4.37)$$

Kokonaistunkeuma viivästyksen kanssa hiottavassa kappaleessa (w) ja hiontakivessä (g) ovat muotoa, [12]

$$\tau_w = \frac{2\pi}{\omega_w}, \quad \tau_g = \frac{2\pi}{\omega_g}. \quad (4.38)$$

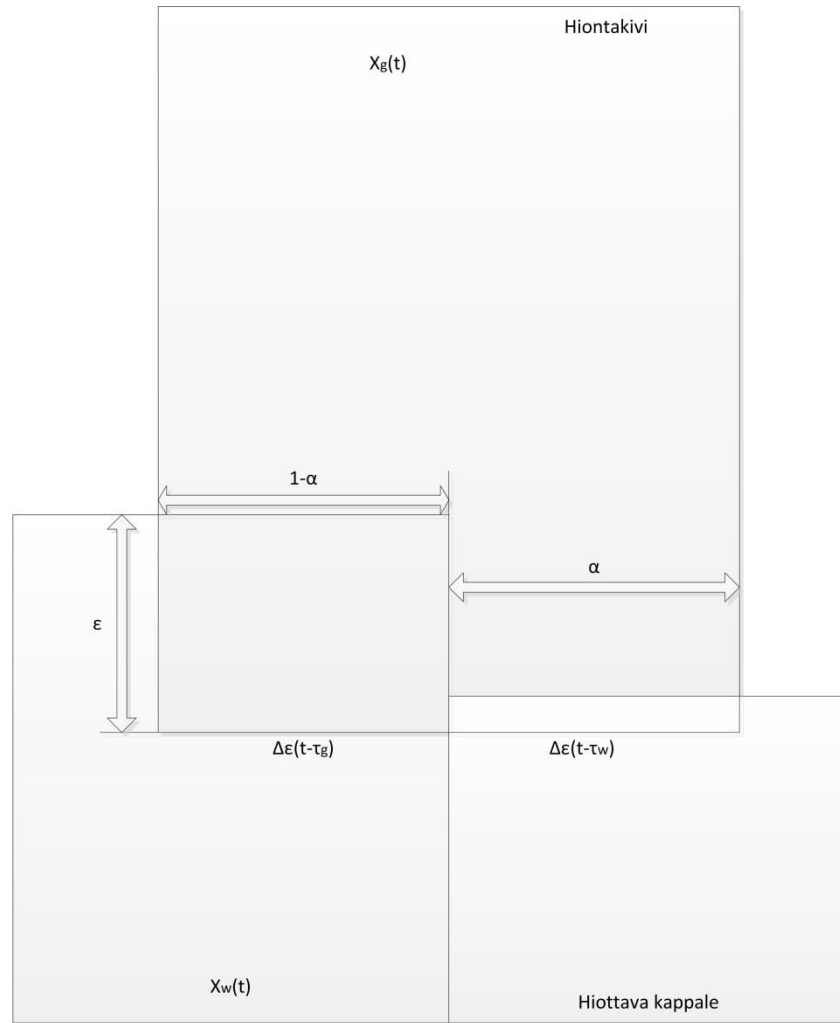
Kokonaistunkeuma voidaan esittää yhtälöiden (4.38) lisäksi myös seuraavassa muodossa [13]

$$\begin{aligned} \varepsilon(t) - \Delta\varepsilon(t - \tau_w) - \Delta\varepsilon_g(t - \tau_g) &= \varepsilon_{nom} + \Delta\varepsilon(t) - \gamma\Delta\varepsilon(t - \tau_w) \\ &\quad - (1 - \gamma)\Delta\varepsilon(t - \tau_g), \end{aligned} \quad (4.39)$$

jossa ω_w ja ω_g ovat hiottavan kappaleen ja hiomakiven pyörimisnopeudet. Hiottavan kappaleen ollessa muodoltaan sylinterimäinen hiomakivi pyörii aina suuremmalla pyörimisnopeudella kuin hiottava kappale, eli silloin toteutuu ehto [11]

$$\tau_w > \tau_g. \quad (4.40)$$

Tässä kyseisessä hiontamallissa hiomakiven ja hiottavan kappaleen pintojen epätarkkuuksista ja valuvioista johtuvat tekijät on jätetty pois kokonaistunkeumalaskuista. Kuvasta 9 käy ilmi hiontaprosessin kappaleiden ”radat” ja niiden päällekkäisyydet.



Kuva 9: Hiontakontakti

Kuvassa 9 α on limittymissuhde ja γ on puolestaan leikkaussuhde, joka kertoo eri kappaleiden kontaktipintojen materiaalien välisestä elastisuudesta.

Korvaamalla kokonaistunkeuma viivästystermillä lineaarisen hiontavoiman yhtälössä saadaan aikaan yhtälö, jossa k_N esittää normaalia kontaktijäykkyyttä. Hiontavoiman yhtälö on muotoa, [12]

$$F_N = k_N \left((1 - \alpha)\epsilon_{nom} + \Delta\epsilon(t) - (\alpha\gamma)\Delta\epsilon(t - \tau_w) - (1 - \gamma)\Delta\epsilon(t - \tau_g) \right). \quad (4.41)$$

Hiontaprosessin kappaleiden limittymissuhdetta voidaan kuvata yhtälöllä, [12]

$$\alpha = 1 - 2\pi \frac{v_g}{b\omega_w}, \quad (4.42)$$

jossa v_g on hiomakiven pyörimisnopeus hionnassa ja b on hiomakiven leveys.

Hiontavoiman lineaarisen mallin normaalikomponentin ja tangentialikomponentin välinen korrelaatio lasketaan vakiokertoimen avulla μ , joka saadaan seuraavasta yhtälöstä, [13]

$$\mu = \frac{F_T}{F_N}. \quad (4.43)$$

4.3.3 Kitkavoiman malli

Kitkaa esiintyy kaikissa liikkuvissa mekanismeissa ja se voi aiheuttaa niissä erilaisia ongelmia. Jotta dynaaminen malli vastaisi todellisuutta mahdollisimman hyvin, pyritään myös kitkavoimat huomioimaan jollakin kitkavoiman mallilla. Kyseisen hiomakoneen tapauksessa on päädytty käyttämään LuGre kitkamallia, joka on kehitetty Lundin ja Grenoblen yliopistojen yhteistyönä. [5]

LuGre kitkamallin lähtökohtana on keskimääräinen poikkeama z , joka määritellään epälineaarisella differentiaaliyhtälöllä

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)}. \quad (4.44)$$

Kitkavoiman yhtälö on puolestaan muotoa [5]

$$F_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v, \quad (4.45)$$

jossa v on kontaktipintojen välinen suhteellinen liike, σ_0 on jäykkyyskerroin, σ_1 on vaimennuskerroin ja σ_2 on sitkeyskerroin. Stribeck efekti kertoo staattisen kitkan muuttumisesta dynaamiseksi kitkaksi, tätä ominaisuutta kuvataan yhtälöllä joka on muotoa [6]

$$\sigma_0 g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2}, \quad (4.46)$$

jossa F_c Coulombin kitkakerroin, F_s on lepokitkavoiman taso ja v_s esittää Stribeck nopeutta. Kitkavoima steady-state tilanteessa vakionopeudessa on [6]

$$F_{ss}(v) = g(v) \operatorname{sgn}(v) + \sigma_2 v. \quad (4.47)$$

5 ANALYSOINTI ELEMENTTIMENTELMÄLLÄ

Elementti menetelmä eli FEM (Finite Element Method) on numeerinen menetelmä löytää likiarvoisia ratkaisuja raja-arvo ongelmiin osittaisdifferentiaaliyhtälöitä käyttäen. Elementtimenetelmän perusidea on jakaa ratkaistava ongelma yksinkertaisiin osiin, eli elementteihin ja variaatiolaskennan keinoin löytää ratkaisu ongelmaan minimoimalla ongelman virhefunktio. Perusgeometriaa soveltamalla voidaan ajatella, että yhdistämällä useita hyvin pieniä suoria pätkiä voidaan muodostaa likimääräinen laaja ympyrä. Elementtimenetelmä hyödyntää tätä perusajatusta yhdistelemällä useita pieniä osakokonaisuuksia, eli elementtejä yksinkertaisten elementtiyhtälöiden välityksellä, jolloin voidaan muodostaa likimääräinen, laaja kokonaisuus monimutkaisempien yhtälöiden välityksellä.[9]

5.1 Moodialianalyysin teoriaa

Koneissa esiintyvät värähtelyongelmat voivat olla hyvinkin yksinkertaisia, mutta useimmiten ne ovat melko monimutkaisia. Värähtelyteoriaa on usein vaikea soveltaa suoraan todellisiin rakenteisiin, koska värähtelyteoria, niin kuin monet muutkin teorit on kehitelty ideaalisia tapauksia varten, joihin lisäksi liittyy tiettyjä alkuoletuksia. Jotta todellinen rakenne saadaan sellaiseen muotoon, että sitä voidaan käsitellä niin kuin ideaalista kappaletta, pitää rakenteesta tehdä matemaattinen malli.[21]

Todellisen rakenteen idealisointiprosessi ei ole täysin tapauskohtaista, vaan idealisointiprosesseihin liittyy tiettyjä yleisiä periaatteita. Rakenteen idealisoinnissa haasteena on saada aikaan malli, joka on samalla yksinkertainen, tehokas ja helppo analysoida teoreettisesti. Moodialianalyysin tapauksessa matemaattinen malli on usein arvio, joka käsittelee äärellisen määrän koordinaatteja. Mallin yhtäjaksoista käyttämistä kuvaavia ominaisuuksia kuten ominaismuotoja kuvataan valitulla avaruudellisella erottelulla. [19]

5.1.1 Värähtelymekaniikka

Värähtely on liikettä, joka toistaa itseään. Tämän liikkeen ei tarvitse välttämättä kirjaimellisesti toistaa itseään, vaan värähtely voi myös olla statistisessa merkityksessä itseään toistavaa. Koska värähtely voidaan käsittää muutoksena kineettisen- ja potentiaalienergian välillä, värähtelysysteemin pitää käsittää jokin tapa molempien energiamuotojen varastoitumiseen. Usein värähtelysysteemejä kuvataan massan ja jousen avulla, missä kineettinen energia on varastoituneena massaan ja potentiaalienergia on puolestaan varastoituneena jouseen. Toinen malliesimerkki värähtelevästä systeemistä on heiluri, joka sisältää massan, mutta ei jousikomponenttia. Heilurissa massalla on kaksoisrooli, jossa se omaa sekä systeemin kineettisen energian, että potentiaalienergian. Toisin sanoen kaikissa värähtelysysteemeissä on aina oltava sekä massa- että jäykkyyskomponentti. [19]

Jotta dynaamisen systeemin värähtelyä voidaan tutkia, on tärkeää tietää kuinka monta vapausastetta tutkittava systeemi käsittää. Värähtelysysteemin vapausasteiden lukumäärä saadaan määrittelemällä riippumattomien koordinaattien määrällä, joka vaaditaan systeemin kaikkien osien liikkeiden määrittämiseen minä tahansa ajan hetkenä. [19]

Harmonisen värähtelyn liikeyhtälö yhden vapausasteen vaimennetulle systeemille, johon ei vaikuta ulkoisia voimia on muotoa [22]

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0, \quad (5.1)$$

jossa m on värähtelijän massa, \ddot{x} on aseman toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys, c on vaimennuskerroin, \dot{x} on aseman ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus, k on värähtelijän jousivakio ja x on asema ajan suhteen. [19]

Yhtälö (5.1) saadaan laajennettua liikeyhtälöksi n vapausasteen vaimennetulle värähtelijälle, johon vaikuttaa ulkoisia voimia, jolloin yhtälö matriisimuodossa on

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t), \quad (5.2)$$

jossa \mathbf{M} on massamatriisi, \mathbf{C} on vaimennusmatriisi ja \mathbf{K} on jäykkyysmatriisi. \mathbf{x} on paikkavektori ajan suhteen, josta saadaan ensimmäinen aikaderivaatta $\dot{\mathbf{x}}$, joka on nopeusvektori ja toinen aikaderivaatta $\ddot{\mathbf{x}}$, joka on kiihtyvyysvektori. Voimavektori \mathbf{f} on ulkoisten vaikuttavien voimien summavektori. [21]

5.1.2 Ominaistaajuudet ja muodot

Systeemin ominaiskulmataajuus voidaan ilmoittaa massan ja jäykkyyden suhteena ottamalla niiden suhteesta neliöjuuri

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (5.3)$$

Tästä saadaan johdettua edelleen yhtälö alikriittisesti vaimennetulle yhden vapausasteen vapaasti värähtelevälle systeemille,

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta_k^2}, \quad (5.4)$$

jossa ζ_k on vaimennuskerroin. Alikriittisen vaimennuksen tapauksessa vaimennuskerroin on [20]

$$0 < \zeta_k < 1. \quad (5.5)$$

Ominaiskulmataajuudella ja ominaistaajuudella on yhteys, joka on

$$f = \frac{\omega}{2\pi}, \quad (5.6)$$

jossa f on ominaistaajuus.

Useamman vapausasteen vaimennetun värähtelysysteemin värähtelyn ominaistaajuuksiin ja muotojen laskemiseksi on olemassa kolme eri menetelmää. Ensimmäisessä näistä menetelmistä ominaistaajuudet ja muodot saadaan laskettua superpositioperiaatteella vaimentamattoman systeemin reaalimuotojen avulla. Toisessa menetelmässä taajuudet ja muodot saadaan käyttäen superpositioperiaatetta vaimennetun värähtelyn kompleksimuodoista. Kolmas vaihtoehto on käyttää suoraa integrointia toisiinsa kytköksissä oleviin liikeyhtälöihin. [20]

Useamman vapausasteen vaimentamattoman värähtelyn ominaistaajuudet ja muodot esitetään ensimmäisellä menetelmällä, sillä monissa tilanteissa vaimennusta on hankala tai jopa mahdotonta selvittää ja vaimennuksen vaikutus on erittäin vähäinen. Useamman vapausasteen vaimentamattoman systeemin liikeyhtälö, johon ei vaikuta ulkoisia voimia, voidaan esittää seuraavassa muodossa, [20]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = 0, \quad (5.7)$$

jossa \mathbf{M} on massamatriisi ja \mathbf{K} on puolestaan jäykkymatriisi.

Vektori \mathbf{x} voidaan myös korvata yhtälöllä,

$$\mathbf{x} = \mathbf{M}^{-1/2} \mathbf{q}, \quad (5.8)$$

jossa $\mathbf{M}^{-1/2}$ on massamatriisin käänteinen neliöjuuri, joka on massamatriisin tavoin diagonaalimatriisi ja \mathbf{q} on vakiovektori. Sijoittamalla edellinen yhtälö ja sen toinen aikaderivaatta liikeyhtälöön saadaan aikaan yhtälö

$$\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}} \mathbf{M} \mathbf{M}^{-\frac{1}{2}} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{M}^{-\frac{1}{2}} \mathbf{K} \mathbf{M}^{-\frac{1}{2}} \mathbf{q}(t) = 0. \quad (5.9)$$

Tämä yhtälö voidaan esittää muodossa

$$\mathbf{I} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \tilde{\mathbf{K}} \mathbf{q}(t) = 0, \quad (5.10)$$

jossa \mathbf{I} on yksikkömatriisi ja $\tilde{\mathbf{K}}$ on massanormeerattu jäykkyyshmatriisi. Nyt \mathbf{q} :lle voidaan antaa ratkaisuyrite, joka on muotoa

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{v} e^{j\omega t}, \quad (5.11)$$

jossa \mathbf{v} on vakiovektori ja j on imaginääriyksikkö. Näin ollen voidaan kirjoittaa yhtälö

$$\tilde{\mathbf{K}} \mathbf{v} = \omega^2 \mathbf{v}, \quad (5.12)$$

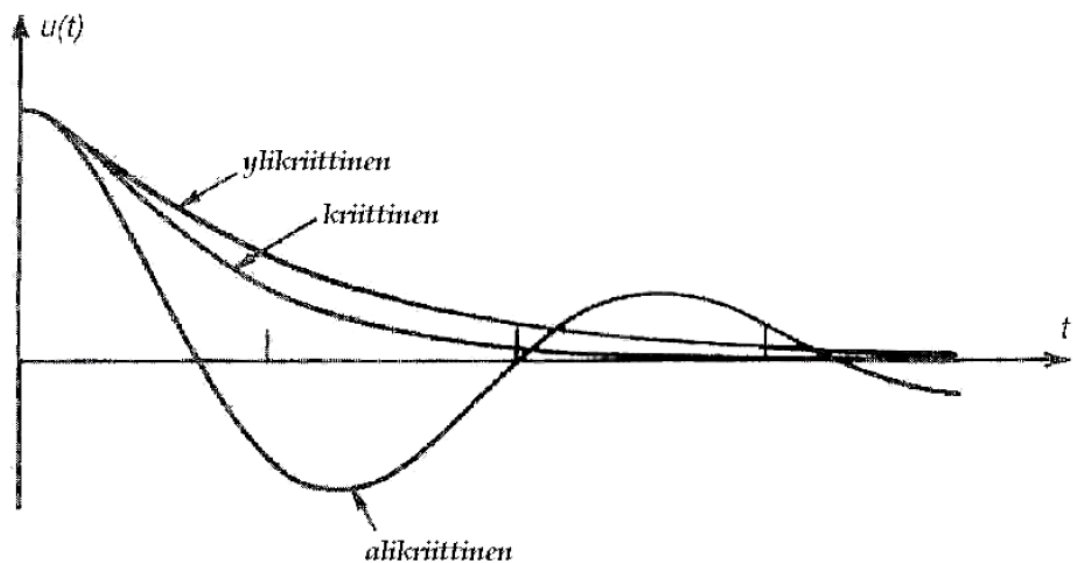
josta voidaan ratkaista ominaiskulmataajuus ω . Ominaiskulmataajuudelle saadaan yhtä monta ratkaisua kuin systeemillä on vapausasteita. Sijoitettaessa ω :n arvot takaisin yhtälöön (5.12), saadaan kutakin ominaiskulmataajuutta vastaavat ominaismuodot ratkaisemalla vektori \mathbf{v} . On huomattava, että vektorit eivät osoita pisteiden absoluuttisia siirtymiä, vaan niiden avulla saadaan pisteiden suhteelliset siirtymät toistensa suhteen.[20]

5.1.3 Vaimennus

Vaimennetun värähtelyn ominaisuuksiin kuuluu vaimentua nopeudella, joka riippuu värähtelyn vaimennuskertoimesta. Vaimennuksen kautta dissipoituu systeemistä energiaa, ja jos systeemiin ei tuoda lisäenergiaa, värähtelyt vaimenevat. Ilman vaimennusta systeemi värähtelisi loputtomasti tasapainoaseman ympärillä. Vaimennetut värähtelevät systeemit jaetaan kolmeen eri typpiin. Näistä vaimennustyypeistä ensimmäinen on alikriittinen vaimennus, eli sellainen vaimennus missä vaimennuskerroin on pienempi kuin 1. Hyvin pienellä vaimennuskertoimella värähtely voi jatkua hyvinkin pitkään. [21]

Toinen tyyppi on kriittisesti vaimennetut systeemit, eli ne tapaukset missä vaimennuskerroin on 1, tällöin vaimennus vaimentaa värähtelyn välittömästi, eikä se oskilloi tasapainoaseman ympärillä, mutta värähtelijä asettuu kuitenkin nopeasti tasapainoasemaansa.

Kolmas tyyppi on ylikriittisesti vaimennettu värähtely, missä tapauksessa värähtely on vaimennettu niin voimakkaasti, ettei se pääse lähestymään nopeasti tasapainoasemaa. Käytännössä tämä merkitsee sitä, että kaikki tutkittavat rakenteet ovat luonteeltaan alikriittisesti vaimennettuja systeemejä, sillä niille on ominaista värähdellä tasapainoasemansa ympärillä. Kolmea edellä mainittua värähtelytyyppiä on havainnollistettu kuvassa 10. [21]



Kuva 10: Eri vaimennustapaukset. [22]

Vaimennus on rakenteen ominaisuus, jota on käytännössä mahdotonta määrittää tarkasti. Sen voidaan katsoa koostuvan materiaalivaimennuksesta, reunavaimennuksesta ja väliaineen vaimennuksesta. Materiaalivaimennus ja väliaineen vaimennus ovat koko materiaalin alueelle tasaisesti jakautuneet, minkä vuoksi ne voidaan olettaa lineaarisiksi viskooseiksi vaimennuksiksi. Sen sijaan rakenteiden kontaktipintojen väliset reunavaimennukset ovat hyvin paikallisia ja tyypillisesti reunavaimennus ei ole lineaarisesti verrannollista. Jos laskennassa käytetään lineaarista vaimennusmallia, tai vaimennus jätetään kokonaan huomioimatta, ominaismuodot saadaan helposti systeemin liikeyhtälöistä. Mikäli vaimennus ei ole verrannollista, ominaismuodoista tulee kompleksisia ja laskennasta hyvin työlästä. Kompleksiset ominaismuodot ovat muotoja, joissa muodoista ei voida erottaa kiinteitä solmupisteitä ja solmupisteiden lukumääräkin voi vaihdella. Kompleksimuotojen siirtymien huippuarvojen voidaan kuvitella etenevän aaltomaisesti pitkin rakennetta. Lineaarisesti vaimennetun systeemin tapauksessa taas kiinteät solmupisteet ovat selvästi erotettavissa ja muodot ovat tasan 180° vaihekulmassa, eli muodot ovat seisovia aaltoja. Todellisissa rakenteissa vaimennus on yleensä epä-

lineaarista, mutta kun siirtymät ovat pieniä, on lineaarinen vaimennusmalli riittävän tarkka kuvaamaan vaimennusta.[21]

5.1.4 Taajuusvastefunktio

Taajuusvastefunktio mikä on englanniksi frequency response function (FRF), on yksi mahdollinen tapa esittää laitteen tai rakenteen värähtelyominaisuuksia.

Taajuusvastefunktio on siirtofunktio, joka esitetään taajuusalueena. Taajuusvastefunktiot ovat kompleksisia funktioita, jotka sisältävät reaaliosan ja imaginääriosan, lisäksi ne voidaan esittää myös suuruuden ja vaiheen avulla. Taajuusvastefunktio voidaan määrittää mitatusta datasta, sekä analyyttisten funktioiden avulla.

Taajuusvastefunktio esittää annetun kuormitustapauksen aikaansaaman rakenteellisen vasteen taajuuden funktiona. Vaste voidaan antaa siirtymänä, nopeutena tai kiihtyvyytenä, lisäksi vaste voi esiintyä osoittajana tai nimittäjänä siirtymäfunktiossa. [22]

Systeemiin vaikuttava harmoninen värähtely voidaan lausua Eulerin kaavan avulla kompleksisessa eksponentiaalimuodossa

$$Ae^{j\omega t} = A\cos\omega t + (A\sin\omega t)j, \quad (5.13)$$

jossa $Ae^{j\omega t}$ on kompleksifunktio, $A\cos\omega t$ on reaaliosa ja $A\sin\omega t$ on imaginääriososa. Lisäksi imaginääriyksikkö j on muotoa

$$j = \sqrt{-1}. \quad (5.14)$$

$Ae^{j\omega t}$ on käytännössä funktio, joka esittää harmonista funktiota, jonka avulla voidaan käsitellä pakotettua harmonista värähtelyä. Tällöin värähtelyn yhtälö on

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 e^{j\omega t}. \quad (5.15)$$

Yllä olevassa yhtälössä (5.15) kompleksisen yhtälön reaaliosta vastaa termi $x(t)$. Tämän kaltainen esitystapa on hyödyllinen silloin, kun halutaan tutkia usean vapausasteen systeemejä, tai halutaan ymmärtää värähtelyn mittaamiseen käytettyjä systeemejä. [19]

Tässä menetelmässä oletetaan, että yhtälön (5.15) kompleksinen ratkaisu on muotoa

$$x_p(t) = X e^{j\omega t}, \quad (5.16)$$

jossa X on kompleksi-arvoinen vakio, jonka arvo pitää selvittää analyyttisesti.

X termin lisääminen jälkeen yhtälö (5.16) voidaan esittää muodossa

$$(-\omega^2 m + c j \omega + k) X e^{j \omega t} = F_0 e^{j \omega t}. \quad (5.17)$$

Koska $e^{j \omega t}$ ei koskaan voi saada arvoa nolla, se voidaan poistaa yhtälöstä ja silloin yhtälö (5.17) voidaan supistaa muotoon

$$X = \frac{F_0}{(k - m \omega^2) + (c \omega) j} = H(j \omega) F_0. \quad (5.18)$$

Yhtälö (5.18) voidaan esittää suureen $H(j \omega)$ suhteen jolloin, yhtälö saadaan seuraavaan muotoon

$$H(j \omega) = \frac{1}{k - m \omega^2 + c \omega j}. \quad (5.19)$$

Nyt saatu yhtälö on taajuusvastefunktio. [19]

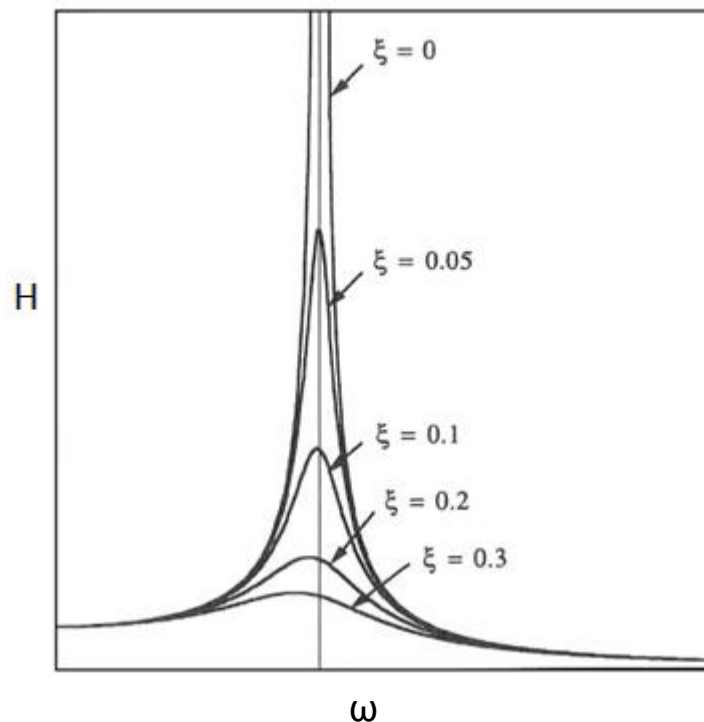
Taajuusvastefunktion yhteydessä, niin kuin muidenkin värähtelyyn liittyvien ilmiöiden ja käsitteiden kohdalla pitää huomioida vaimennus ja sen vaikutus.

Vaimennus vaikuttaa taajuusvastefunktioon siten, että sen huippukohtien arvot ovat sitä matalampia, mitä voimakkaammin systeemi on vaimennettu. Taajuusvastefunktion huippukohdista saadaan vaimennussuhde puolitehopisteiden avulla kaavalla

$$\xi_s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{2 \omega_n}, \quad (5.20)$$

jossa ω_1 ja ω_2 ovat puolitehopisteitä ja ω_n on taajuusvastefunktion arvo huippukohdassa.

Vaimennuksen vaikutusta taajuusvastefunktioon on havainnollistettu kuvassa kuvasta 11. [22]



Kuva11: Vaimennuksen vaikutus taajuusvastefunktion. [22]

Taajuusvastefunktio ilmoittaa vasteen suhteen herätteeseen. Herätteenä on aina voima F . Vaste puolestaan voi olla joko kiihtyvyys, nopeus tai asema ja vasteen yksiköstä riippuu, millä nimellä taajuusvastefunktiota kutsutaan. Jos vasteena on siirtymä, yhtälöä voidaan kutsua joustoksi, nopeuden ollessa vasteena yhtälöä puolestaan kutsutaan liikkuvuudeksi. Kiihtyvyyttä mitattaessa funktiota voidaan kutsua hitaudeksi. [22]

5.2 Moodianalyysi

Moodianalyysissa on tarkoituksena selvittää koneen tai sen osien värähtelyominaisuuksia, kuten ominaistajuuksia ja ominaismuotoja. Koneen dynaaminen analysointi aloitetaan usein moodianalyysillä, sillä se toimii usein pohjana muille dynaamisille analyyseille, kuten esimerkiksi Ansys-ohjelmiston tapauksessa hetkelliselle dynaamiselle analyyksille, spektrianalyysille ja harmoniselle analyyksille. [5]

Moodianalyysi perustuu ajatuksen, että lineaarisen aikariippumattoman dynaamisen systeemin värähtelyherkkyys voidaan esittää yksinkertaisten ominaismuotojen yhdistelmillä. Ominaisvärähtely on olennainen osa dynaamista systeemiä ja se määräytyy täysin systeemin fyysisten ominaisuuksien kuten massan, jäykkyyden ja vaimennuksen, sekä geometrisen jakautumisen perusteella. Jokainen värähtelyn muoto kuvataan sen modaalisten parametrien avulla, joita ovat ominaistajuus, modaalinen vaimennustekijä ja siirtymäkuvio, eli ominaismuoto. Jokainen ominaismuoto vastaa tiettyä ominaistajuutta, lisäksi ominaismuodot voivat olla tyypiltään joko reaalisia tai komplekseja. Jo-

kaisen ominaismuodon esiintymisaste kokonaisvärähtelyssä määritetään analysoitavan systeemin ominaisuuksien ja moodimuotojen perusteella. [8]

Moodialianalyysia on mahdollista tehdä niin teoreettisesti mallintaen kuin kokeellisesti-kin. Teoreettisessa modaalianalyysissä tutkitaan dynaamisen systeemin massaa, jäykkyyttä ja vaimennuksia, jotka usein esitetään matriisimuodossa. Yleensä nämä kyseiset matriisit yhdistetään joukoksi differentiaalisia liikeyhtälöitä. Lineaarisen dynaamisen systeemin superpositioperiaatteen avulla differentiaaliset liikeyhtälöt voidaan muuttaa ominaisarvo-ongelmaksi, jonka ratkaisu kertoo systeemin modaalisista ominaisuuksista. Mikäli analysoitavassa koneessa on pyöriviä osia, lisätään moodianalyysiin pyörimisestä johtuva gyroskooppiefekti, joka myös muuttaa koneen vaimennusta. Toinen koneen tai sen osan vaimennusta mahdollisesti muuttava tekijä on laakerointi, joka usein esiintyy pyörivien koneenosien yhteydessä. Ansys- ja NX-ohjelmistojen tapauksessa pyörimisen vaikutuksia ominaistajuuksiin voidaan analysoida Campbell diagrammin avulla.[5]

Nykyiset elementtimenetelmää hyödyntävät analyysit pystyvät jakamaan lähes minkä tahansa lineaarisen ja dynaamisen systeemin äärelliseksi määräksi elementtejä, näin ollen laskennallisen moodianalyysin tarjoamat mahdollisuudet ovat kasvaneet merkittävästi. [5] Toisaalta taas tietotekniikan nopea kehittyminen on mahdollistanut suurien datamäärien keräämisen ja niiden nopean prosessoinnin, jolloin systeemien kokeellinen modaalinen analysointi on helpottunut merkittävästi, jota kutsutaan myös modaaliseksi testaamiseksi. [8]

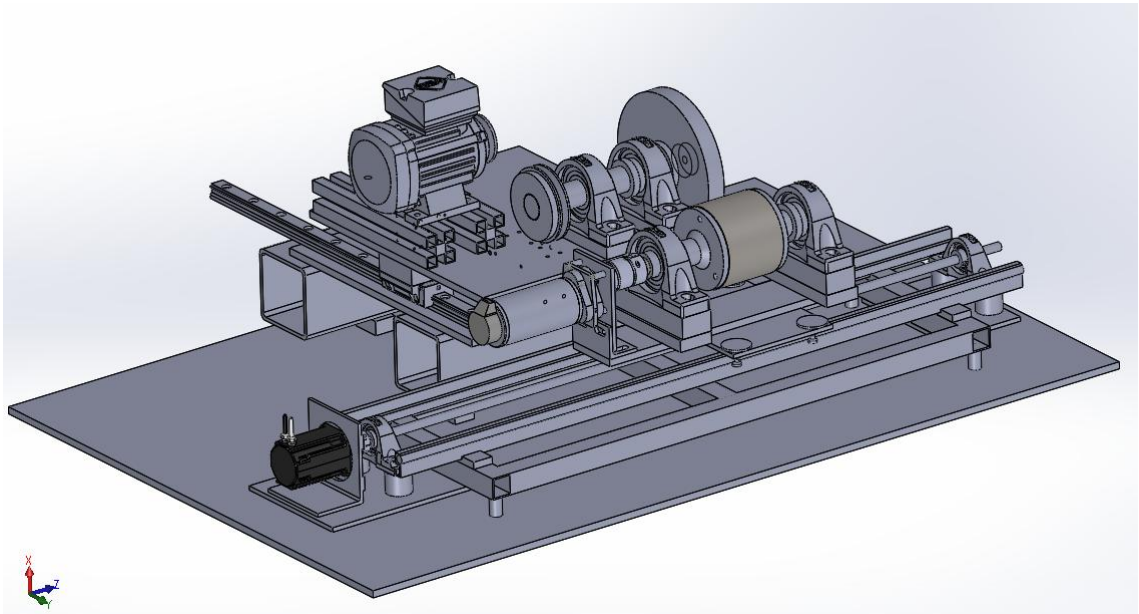
5.3 Analyysimallin muodostaminen

FEM-ohjelmistojen laskentamallien käyttämät geometriamallit pystyttäisiin tekemään käyttäen ohjelmien omia toimintoja niin Ansys-ohjelmiston kuin Siemens NX Nastran-ohjelmiston tapauksessa. Tässä diplomityössä kuitenkin geometriamallit tehtiin käyttäen eri ohjelmaa kuin millä FEM-analysointeja tehtiin. Tämä siitä syystä, että Solidworks-ohjelmisto on erittäin hyvin soveltuva ohjelmisto geometrian mallinnukseen ja muutosten tekeminen malleihin on helppoa. Tärkeintä tietenkin on, että Solidworks-ohjelmistolla tehdyn geometriamallin siirtäminen sekä Ansys-ohjelmistoon, että Siemens NX-ohjelmistoon onnistuu vaivattomasti ja kaikki tarvittavat tiedot geometriasta siirtyvät mallin mukana ohjelmistosta toiseen. Tämä seikka kertoo siitä, että geometrian mallintaminen Solidworks-ohjelmistolla tukee sitä tavoitetta, että tehtyä geometriamallia voidaan hyödyntää tutkimusryhmän toimesta myös muissa analyyseissa.

5.3.1 CAD-mallin luominen

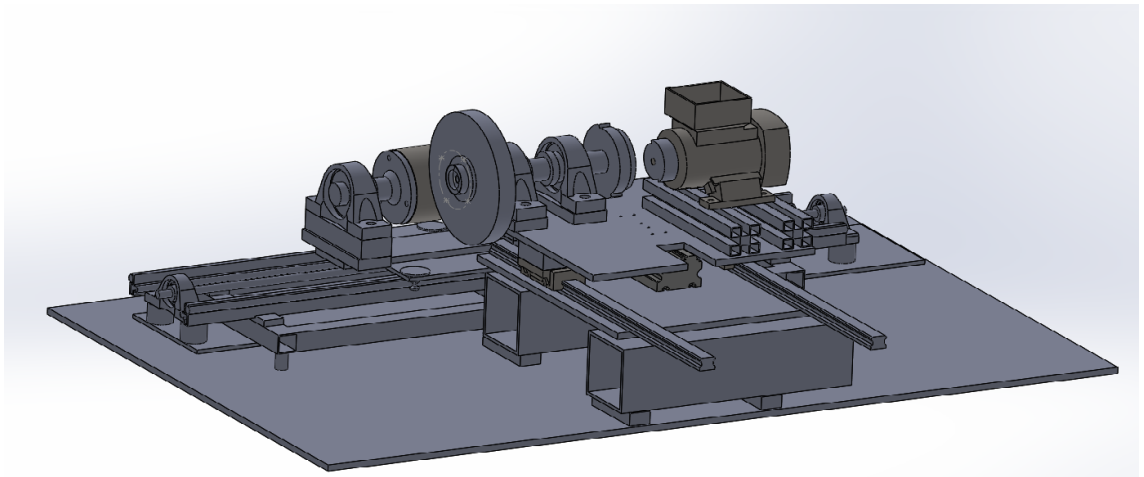
CAD-mallilla (computer aided design) tarkoitetaan tietokoneella tehtyä geometriamallia laitteistosta tai komponentista. Solidworks-ohjelmistolla tehtiin aluksi analysoitavasta hiontalaitteistosta mahdollisimman tarkka CAD-malli, joka sisältää kaikki komponentit pienine yksityiskohtineen. Tämän jälkeen tehtiin toinen CAD-malli, jossa on pyritty yksinkertaistamaan geometriaa, poistamalla suuri joukko analysoitavan laitteiston staattisten ja dynaamisten ominaisuuksien kannalta merkityksettömiä yksityiskohtia.

Hyvin yksityiskohtaisen ja tarkan CAD-mallin tekeminen ensimmäisessä vaiheessa oli perusteltua kahdesta syystä, ensinnäkin tämä mahdollistaa laitteistosta tehdyn CAD-mallin hyödyntämisen muissa yhteyksissä kuin pelkästään FEM-mallin perustana. Lisäksi mallinnettavassa laitteistossa on joitakin sellaisia osia kuten sähkömoottoreita ja laakereita, joista on saatavissa valmiit yksityiskohtaiset CAD-mallit kyseisten laitteiden valmistajien nettisivuilta, mikä johti siihen, että hyvin yksityiskohtaisen CAD-mallin tekeminen oli melko helppoa ja se toimi samalla välivaiheena FEM-analyyseja varten tehdyille yksinkertaistetulle CAD-mallille. Yksityiskohtaista CAD-mallia on havainnollistettu kuvassa 12.



Kuva 12: Analysoitavasta laitteistosta tehty tarkka CAD malli.

Toisessa vaiheessa tehdyn yksinkertaistetun CAD-mallin kohdalla itse tehtyjä, pääosin geometrialtaan melko yksinkertaisia komponentteja ei juuri tarvinnut muuttaa, sen sijaan esimerkiksi valmistajan nettisivuilta ladatuista laakereiden CAD-malleissa oli runsaasti sellaisia yksityiskohtia, jotka piti poistaa. Solidworks-ohjelmistoon tuodut komponentit eivät olleet useinkaan samaan tiedostomuotoon tallennettuja kuin mitä Solidworks-ohjelmisto käyttää. Näin ollen valmistajien nettisivuilta ladattujen komponenttien CAD-mallien kohdalla piti käyttää ohjelmiston feature recognition toimintoa, joka yrittää tunnistaa kappaleessa olevat eri työvaiheet kuten geometriaan tehdyt reiät. Feature recognition toiminnosta huolimatta, ladatut komponentit eivät usein olleet käyttökelpoisia sinällään vaan vaativat melko paljon muokkausta, jotta ne saatiin toimivaksi osaksi CAD-kokoonpanoa. Toisessa vaiheessa FEM-malleja varten tehtyä yksinkertaistettua CAD-mallia on havainnollistettu kuvassa 13.



Kuva 13: FEM-malleja varten tehty yksinkertaistettu CAD-malli.

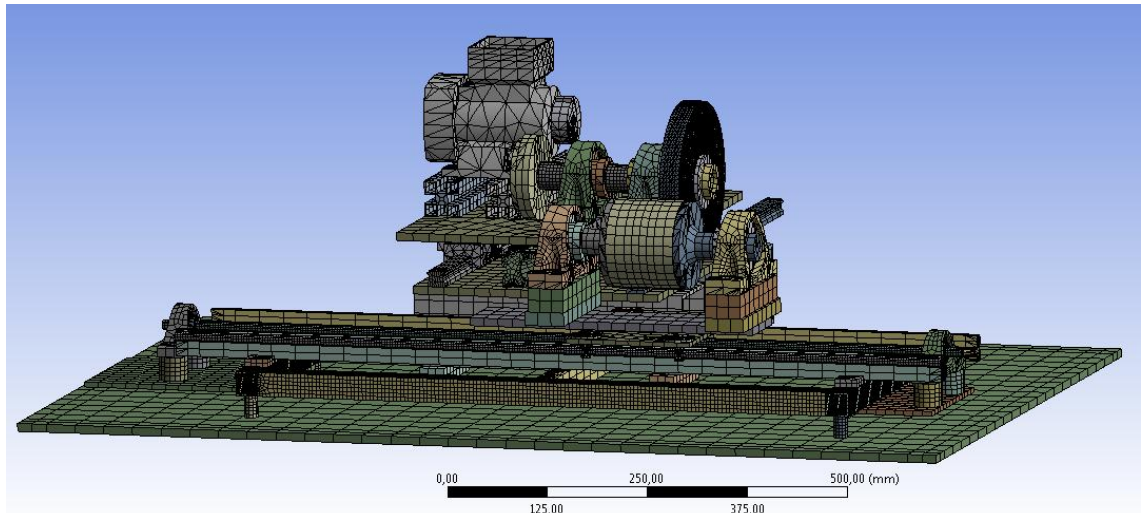
5.3.2 FEM-mallin luominen

Diplomityössä FEM-laskentamallin tekemiseen ja moodialianalyysien suorittamiseen käytettiin Ansys Workbench-ohjelmistoa. Koska simulointia varten jouduttiin siirtämään Siemens NX Nastran-ohjelmiston käyttöön, piti molempia ohjelmistoja varten luoda omat CAD-mallit, joiden pohjalta kullakin ohjelmistolla tehtiin tarvittavat FEM-mallit. Molempien ohjelmistojen FEM-malleissa käytettiin ohjelmistojen tarjoamia valmiita materiaalmalleja, joista pyrittiin valitsemaan analyysihin soveltuvat perusmateriaalit. Tärkeimpiä materiaaliominaisuuksia on esitelty taulukossa 1, ohjelmistojen tarjoamissa materiaalmalleissa oli hivenen eroja, joten analyysimallien ominaisuuksissa eri ohjelmistojen välillä on muutamia pieniä eroja.

Taulukko 1: Eri analyysimallien rakenteiden ominaisuudet.

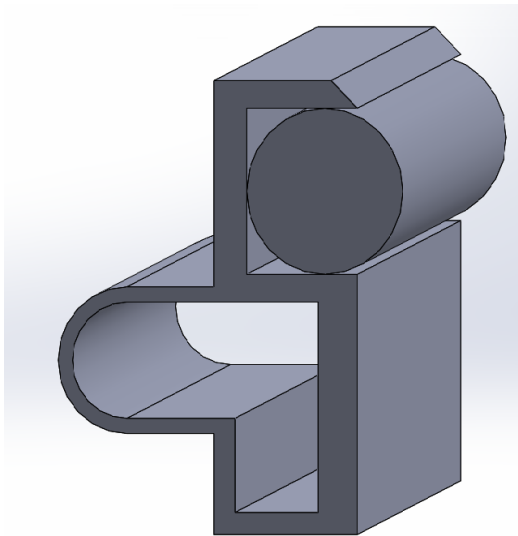
ohjelmisto materiaalien ominaisuus	Ansys	NX nastran
Kimmomoduuli, alumiini E [GPa]	65	65,7
Tiheys, alumiini ρ [kg/m ³]	2750	2794
Poissonin vakio, alumiini	0,33	0.33
Myötölujuus, alumiini MPa	320	334
Kimmomoduuli, teräs E [GPa]	207	207
Tiheys, teräs ρ [kg/m ³]	7800	7829
Poissonin vakio, teräs	0,300	0,298
Myötölujuus, teräs MPa	390	350

Ansys-ohjelmiston tapauksessa Solidworks-ohjelmistolla tehty CAD-malli pystyttiin siirtämään suoraan Ansys-ohjelmistoon Solidworks-ohjelmiston liitännäistoiminnon avulla, joka tunnistaa mallin geometrian. Solidworks-ohjelmistolla tehty geometria kelpasi sinällään Ansys-ohjelmistolle ilman tarvetta tehdä muutoksia geometriaan, tiedostomuotoon tai vastaavaa. Näin ollen tehtäväksi jäi lähinnä vain analyysimallin verkotus sekä nivelien määrittäminen, mikäli niitä tarvittiin kyseisessä analyysissä. Lisäksi tietysti piti tarkistaa tehty FEM-malli ja muuttaa esimerkiksi Ansys-ohjelmiston automaattisesti tekemiä kappaleiden välisiä kontakteja ja niiden parametreja vastaamaan halutunlaista analyysimallia. Analysoitavan laitteiston geometriamallissa oli runsaasti sekä säännöllisen muotoisia suorakulmioita sisältäviä kappaleita, että useita hyvin epäsäännöllisen muotoisia kappaleita. Tästä syystä Ansys-ohjelmiston tapauksessa FEM-mallin verkotuksessa käytettiin heksaedri-elementtejä suorakulmaisia muotoja sisältävien kappaleiden verkotukseen ja tetraedrejä pyöreitä tai hyvin epäsäännöllisten muotoisten kappaleiden verkotukseen. Ansys-ohjelmistolla tehtyä, verkotutettua FEM-mallia on havainnollistettu kuvassa 14.

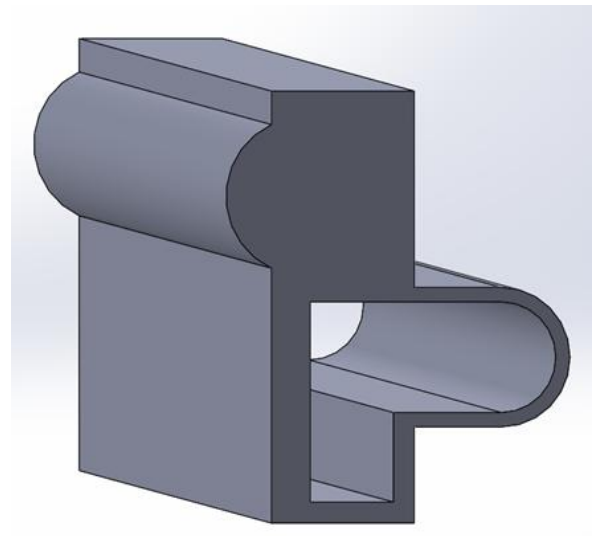


Kuva 14: Ansys-ohjelmistolla tehty FEM-malli.

Siemens NX Nastran-ohjelmiston tapauksessa pystyttiin hyödyntämään aikaisemmin tehtyä CAD-mallia FEM-mallin tekemisessä, avaamalla Solidworks ohjelmistolla tehty geometria NX-ohjelmistossa, joka tunnistaa mallin geometrian. Solidworks-ohjelmistolla tehty geometria piti tämän jälkeen muuttaa ja tallentaa NX-ohjelmiston käyttämään tiedostomuotoon, jotta siitä pystyttiin tekemään varsinainen FEM-malli. NX ohjelmisto ei Ansys-ohjelmiston tapaan tehnyt automaattisesti kappaleiden väliin kontakteja Solidworks-ohjelmistolla tehtyjen määritysten mukaan, joten ne piti kaikki käyttäjän määrittää manuaalisesti yksi kerrallaan. Lisäksi NX:ssä ei ole valmiina niveliä, vaan ne pitää määrittää jousielementtejä käyttämällä. Tämä osoittautui melko haastavaksi varsinkin muodoltaan monimutkaisten luistiniveliä kohdalla. NX-ohjelmisto tarjosi 3D-verkotukseen vain teraredi-elementtejä, jolloin verkotus oli pakko tehdä pelkästään niitä käyttäen. Lisäksi NX-ohjelmistolla ei pystynyt verkottamaan kaikkia FEM-mallia varten tehdyn geometrian kappaleita, vaan joidenkin kappaleiden geometrioihin piti tehdä muutoksia NX ohjelmistoa varten. Yhtä tällaista muutosta on havainnollistettu kuvissa 15 ja 16.

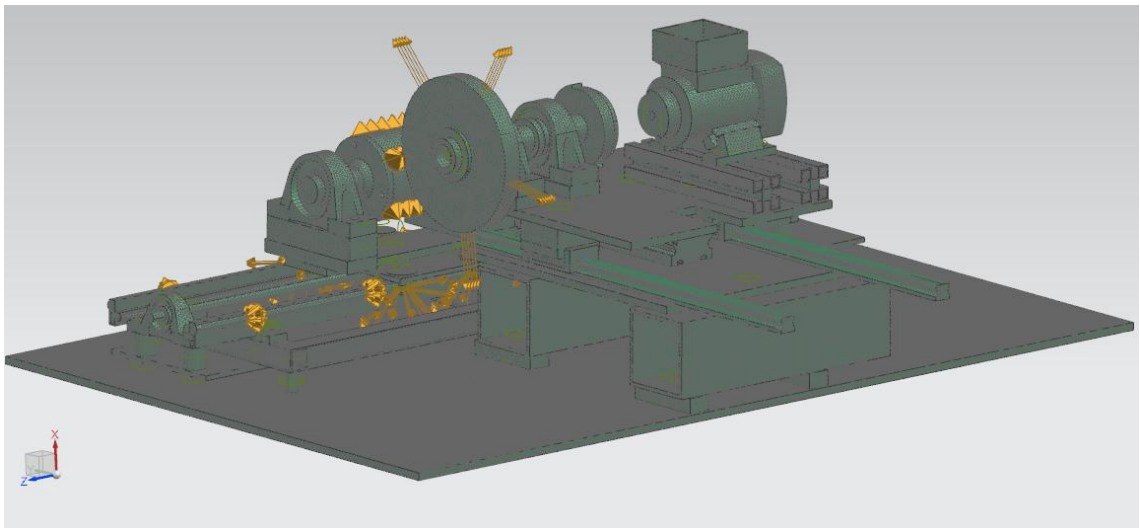


Kuva 15: Alumiiniprofiili ja terästanko.



Kuva 16: Muokattu alumiiniprofiili.

Kuvassa 15 on kyseessä alkuperäinen alumiiniprofiili, jonka sisälle on asennettu terästanko, jotka yhdessä toimivat kiskona hiottavaa kappaletta kannattelevalle kelkalle. Kuvassa 16 näkyy NX-ohjelmistoa varten yksinkertaistettu profiili. Koska Ansys- ja NX-ohjelmistojen FEM-mallit eroavat toisistaan sekä geometrian, että verkotuksen osalta, on silloin myös niiden lujuusominaisuuksissa eroja, sillä esimerkiksi kuvissa 15 ja 16 olevien profiilien vääntöneliömomenttien voidaan olettaa eroavan toisistaan. NX ohjelmistolla tehtyä FEM-mallia on havainnollistettu kuvassa 17.



Kuva 17: Siemens NX ohjelmistolla tehty FEM-malli.

5.3.3 Moodianalyysin suorittaminen

Analysoitavalle laitteistolle suoritettiin teoreettinen moodialianalyysi Ansys-ohjelmistolla. Analyysin suorittamista vaikeutti hivenen Tampereen teknillisellä yliopistolla olevien Ansys-ohjelmiston lisenssien rajoitteellisuus. Analyysien kannalta merkittävin rajoite oli, ettei käytössä olevat lisenssit sallineet kiertymisnopeuden asettamista (rotational velocity) analyysimallin pyöriville kappaleille modaalianalyysissä. Tämä johtui siitä, ettei ohjelmisto sallinut Campbell diagrammin käyttöä analyysissä, joka kuvaa systeemin toistospektrin värähtelyn oskillaatiojärjestelmän funktiona. Toisin sanoen Campbell diagrammi esittää ominaistaajuuksien kehittymisen vastaaviin moodeihin verrattuna ja se kuvataan akselin pyörimisnopeuden funktiona. Lisäksi käytössä olleissa lisensseissä oli rajoituksia joidenkin kontaktityyppien käytön suhteen.

Yliopiston Ansys-ohjelmiston lisenssit eivät tarjonneet ominaisuuksia, joita analyysimallin simulointi edellytti ja näin ollen päädyttiin käyttämään Siemens NX Nastran-ohjelmistoa simuloinnissa, sillä sen lisenssit mahdollistivat simuloinnin kannalta olennaisten ominaisuuksien käyttämisen. Koska moodianalyysin suorittaminen on oikein hyvä tapa tutkia tehtyä FEM-mallia ja sen ominaisuuksia, suoritettiin myös NX-ohjelmistolla modaalianalyysi, jotta FEM-mallin mahdolliset puutteet tulisivat helposti esiin. On hyvä huomata, että myöskään NX-ohjelmisto ei tarjonnut mahdollisuutta Campbell diagrammin käyttöön analyyseissä. Lisäksi tällä tavalla pystyttiin vertailemaan eri ohjelmistoja, niiden antamia tuloksia, sekä saatujen tulosten oikeellisuutta. Mikäli kaksi ohjelmistoa antaa täysin erilaisia tuloksia, on varmasti toisen ohjelmiston analyysimallissa jotain vikaa. Toisaalta taas se, että molemmat ohjelmistot antavat keskenään samanlaisia tuloksia, ei takaa tulosten oikeellisuutta, sillä molempien ohjelmistojen käyttämissä analyysimalleissa saattaa olla samat tuloksiin virheitä aiheuttavat tekijät.

5.3.4 FEM-mallin päivittäminen

Yleensä FEM-mallin ensimmäisten verkotusten ja analyysien suorittamisen jälkeen löytyy mallista sellaisia ominaisuuksia ja yksityiskohtia, jotka edellyttävät muutosten tekemistä FEM-malliin. Tällaisia asioita ovat esimerkiksi geometrian yksityiskohdat, joilla ei analyysin kannalta ole ratkaisevaa merkitystä, mutta joiden verkottaminen vaatii suuren määrän pieniä elementtejä, kuten esimerkiksi moottorin jäähdytysrimat. Toisaalta taas pienet muutokset FEM-mallissa analysoitavan laitteiston rakenteen kannalta tärkeiden komponenttien geometriaan tai verkotukseen saattavat vaikuttaa selvästi rakenteen ominaistaajuuksiin ja -muotoihin. Näin ollen onkin usein hyvä tehdä pieniä muutoksia analysoitavaan FEM-malliin ja katsoa mikä on niiden vaikutus moodianalyysin tuloksiin.

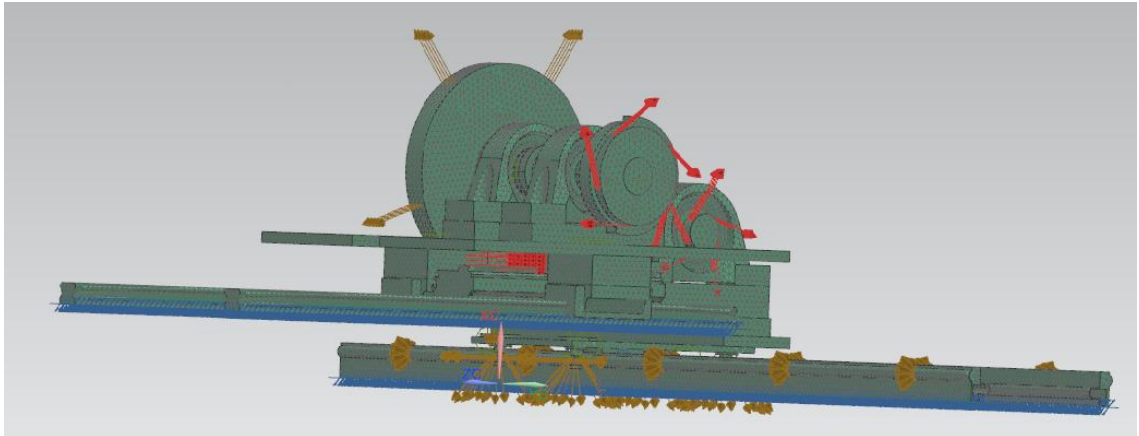
FEM-mallin päivittämisen jälkeen on hyvä tutkia mallia olennaisten muutosten ja mallin kriittisten ominaisuuksien tunnistamiseksi. Moodianalyysin tapauksessa on esimerkiksi hyvä pyrkiä tunnistamaan ne rakenteen ominaistajuudet ja muodot, jotka parhaiten vastaavat analysoitavan laitteen todellisia toiminta-asetuksia. Analysoitavan laitteen ollessa hiomakone on hyvä myös tiedostaa, että merkittävimmät laitteistoon vaikuttavat voimat ja samalla mahdollisten värähtelyjen aiheuttajat muodostuvat hiomakiven ja hiottavan kappaleen välisessä kontaktipisteessä. Näin ollen analyysien kannalta merkittävät voimat ovat akseliin nähden kohtisuoria, eli kyseisen FEM-mallin tapauksessa globaalin Z-akselin ympäri pyöriviä voimia.

5.3.5 Kuormitetun mallin simulointi

Systeemin simulointi kuormitettuna suoritettiin Siemens NX Nastran-ohjelmistolla. Simulointia varten FEM-mallia yksinkertaistettiin, jotta laskenta olisi tapahtunut kohtuullisessa ajassa ja laskentaan käytetyn tietokoneen muisti olisi riittänyt. Lisäksi on hyvä huomioida, että geometrian yksinkertaistaminen yksinkertaisti myös mallin kontakteja sekä tuentaa ja siihen liittyviä haasteita, kuten hiottavaa kappaletta kannattelevan kelkan ja sitä liikuttelevan kuularuuvien välistä kontaktia. Yksinkertaistetussa mallissa kahden kappaleen välinen kontakti voitiin korvata suoraan tuennalla, joka salli vapausasteiden määrittämisen usealla eri tavalla ja näin ollen kelle pystyttiin esimerkiksi määrittämään siirtymä aika-askeleella. Yksinkertaistettua mallia on havainnollistettu kuvassa 18.

Kuormitetun mallin simuloinnin tavoitteena oli analysoida rakennetta jännitysten osalta, sekä kontaktivoimia, jotka olivat kyseisen laitteiston kannalta olennainen asia ja toisaalta runsaasta erilaisten kontaktien määrästä johtuen myös haastava osa-alue mallinnuksen ja analysoinnin kannalta. Kontaktien runsaasta määrästä, sekä joidenkin kontaktien monimutkaisuudesta johtuen, simulointia ja varsinaista simulointimallia ajatellen, oli valittava yksi kontakti, tai kontaktiryhmä, johon simuloinnissa keskitytään. On myös hyvä huomioida, että eri kontaktit asettivat erilaisia vaatimuksia niin analysoitavalle geometriamallille ja sen yksityiskohdille, kuin myös analyysin parametreille. Näin ollen esimerkiksi kaikissa analyysimalleissa kuulalaakereissa kuulat on korvattu liukunivelillä tai jousielementeillä, jolloin saadut tulokset laakereiden kohdalla, kuten esimerkiksi kontaktipaine laakerin sisällä ei vastaa todellisuutta. Tällaiset asiat on erittäin tärkeää huomioida, kun simuloinnin tuloksia tarkastellaan ja esitellään.

Analyysiin haluttiin sisällyttää kaikki olennaiset kuormitukset ja erityisesti momentit, jotka aikaansaavat hiomakoneen hiontaprosessissa mukana olevien kappaleiden rotaatiot ja sitä kautta pyrittiin tuomaan analyysiin dynaamisia ominaisuuksia. Näin ollen päädyttiin ratkaisuun, jossa simulointimallia yksinkertaistettiin jäykkien rakenteiden osalta ja hiottavaa kappaletta kannatteleva kelkka kiinnitettiin jäykästi kiinni liukukiskoihin, niin kuin kuvasta 18 voidaan havaita.



Kuva 18: Hiomakoneen simulointia varten tehty FEM-malli.

Kuvassa 18 näkyvät punaiset nuolet kuvaavat kuormituksia, joista kuvassa alimpana näkyvät vaakasuuntaiset punaiset nuolet kuvaavat pyöriviä kappaleita toisiaan vasten painavaa voimaa. Kuvassa 18 näkyvät ympyrän muotoisiin kappaleisiin nähden tangentiaalissuuntaiset punaiset nuolet ovat momentteja, jotka pyörittävät laakeroituja kappaleita. Kuvassa 18 liukukiskojen alla olevat siniset viivat kuvaavat analyysimallin tuentoja. Kuvassa näkyvät ruskeat nuolet kuvaavat puolestaan kappaleiden pintojen välisiä kontakteja. Kyse on siis sellaisten pintojen välisistä kontakteista, joissa pinnat pääsevät liukumaan toisiaan vasten.

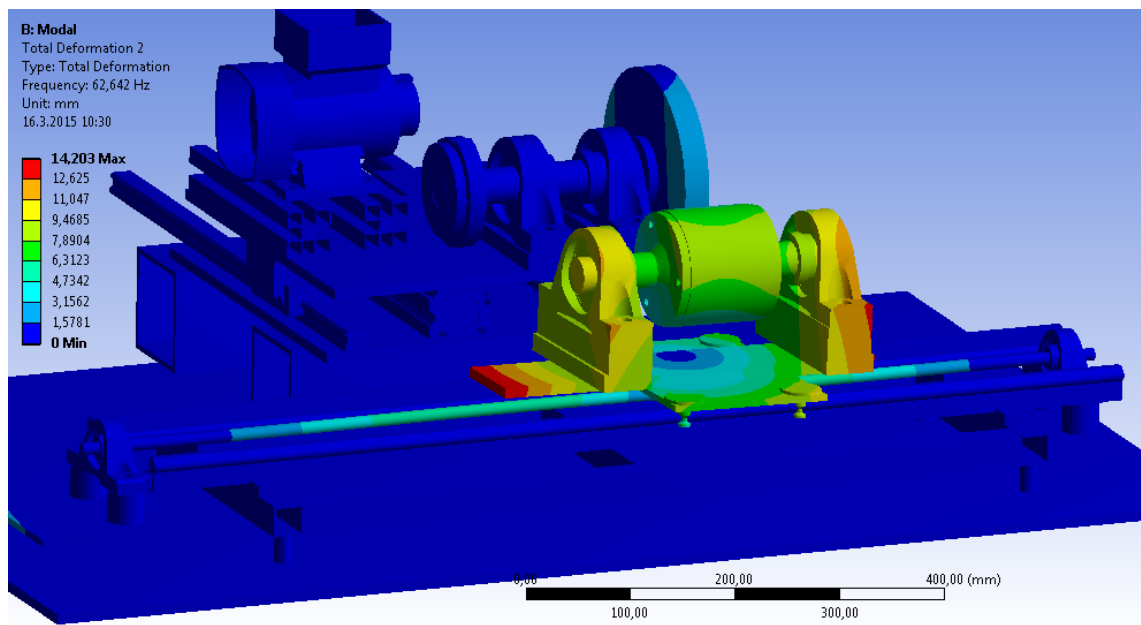
6 TULOKSEET JA NIIDEN VERTAILU

Tulosten vertaamisella keskenään pystytään havainnollistamaan eri analyysimallien välisiä eroja. Lisäksi pystytään vertaamaan kahden eri ohjelmiston antamia tuloksia keskenään. Tässä luvussa esiteltävissä analyyseissa on käytetty viittä eri analyysimallia, jotka eroavat jonkin verran toisistaan:

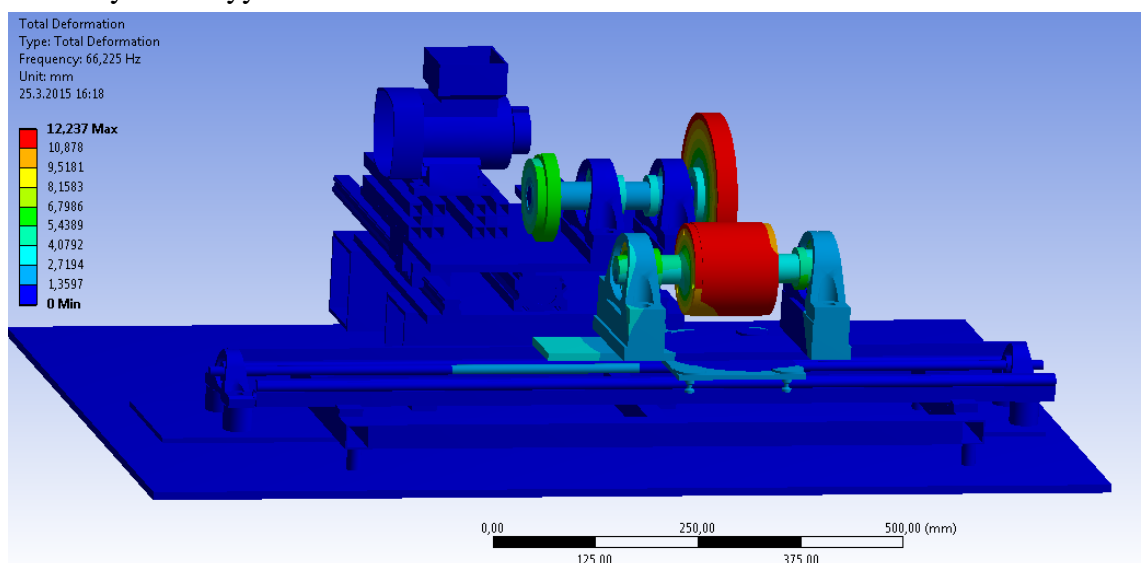
- Malli 1 on Ansys-ohjelmiston analyysimalli, jossa on käytetty ohjelmiston tarjoamia valmiita niveliä.
- Malli 2 on Ansys-ohjelmiston analyysimalli, jossa ei ole käytetty ohjelmiston tarjoamia valmiita niveliä, vaan nivelet ovat muodostettu käyttämällä kontakteja, joissa on sallittu siirtymät haluttujen vapausasteiden osalta.
- Malli 3 on NX-ohjelmiston analyysimalli, jossa kelkka johon hiottava kappale on kiinnitetty, on liimauskontakteilla kiinni liukukiskoissa.
- Malli 4 on NX-ohjelmiston analyysimalli, jossa kelkka johon hiottava kappale on kiinnitetty, on jousielementeillä kiinni liukukiskoissa.
- Malli 5 on NX-ohjelmiston analyysimalli, jonka geometriaa on karsittu jäykkien rakenteiden osalta simulointia varten.

6.1 Moodianalyysien tulokset

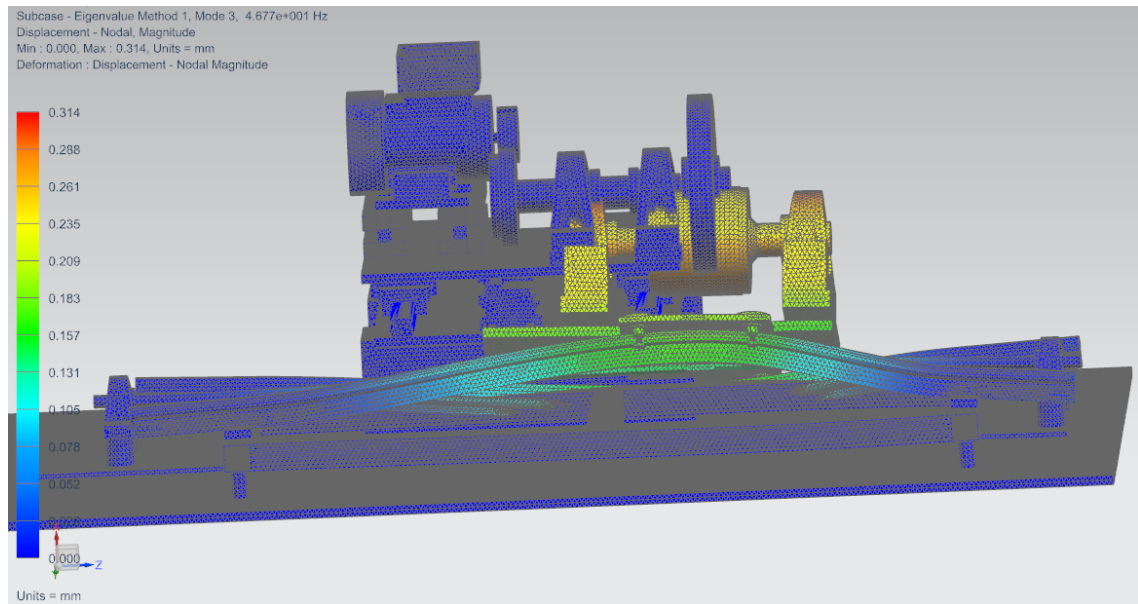
Moodianalyysi suoritettiin sekä Ansys-ohjelmistolla, että NX-ohjelmistolla. Tämän lisäksi NX-ohjelmistolla suoritettiin moodianalyysi simuloinnissa käytettävälle karsitun geometrian analyysimallille. Saatuja tuloksia ominaistajuuksien osalta on esitetty taulukossa 2 ja rakenteen ensimmäisiä ominaismuotoja on puolestaan esitelty kuvissa 19–23, sekä liitteissä A-E.



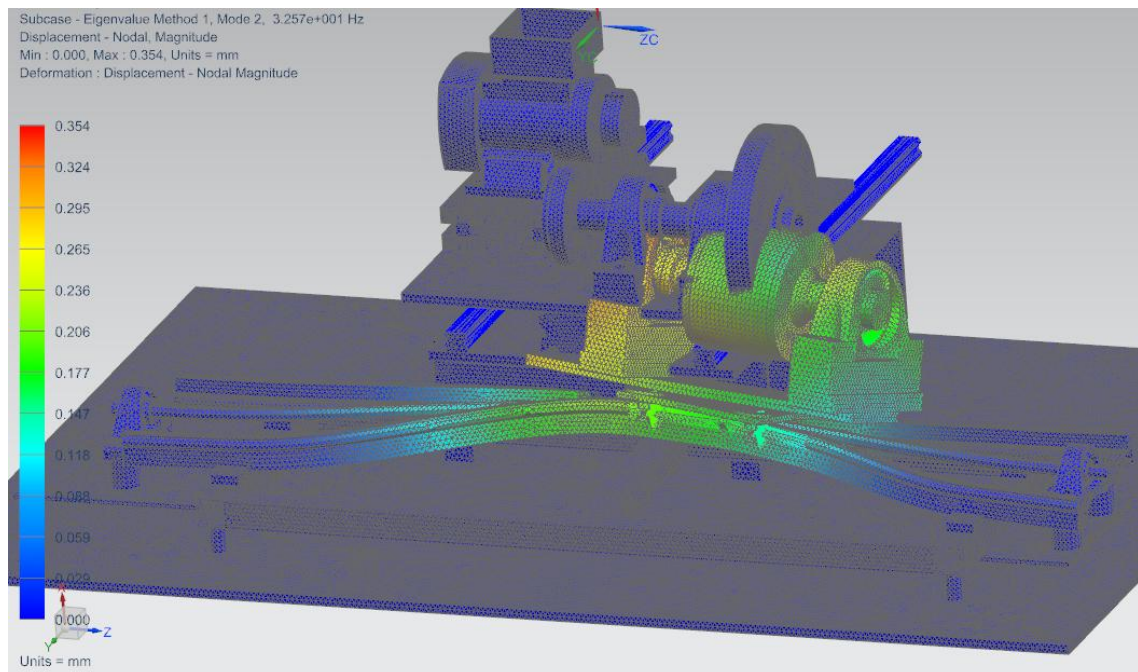
Kuva 19: Ansys-ohjelmiston antaman ensimmäisen ominaismuodon mukainen kokonaissiirtymä analyysimallille 1.



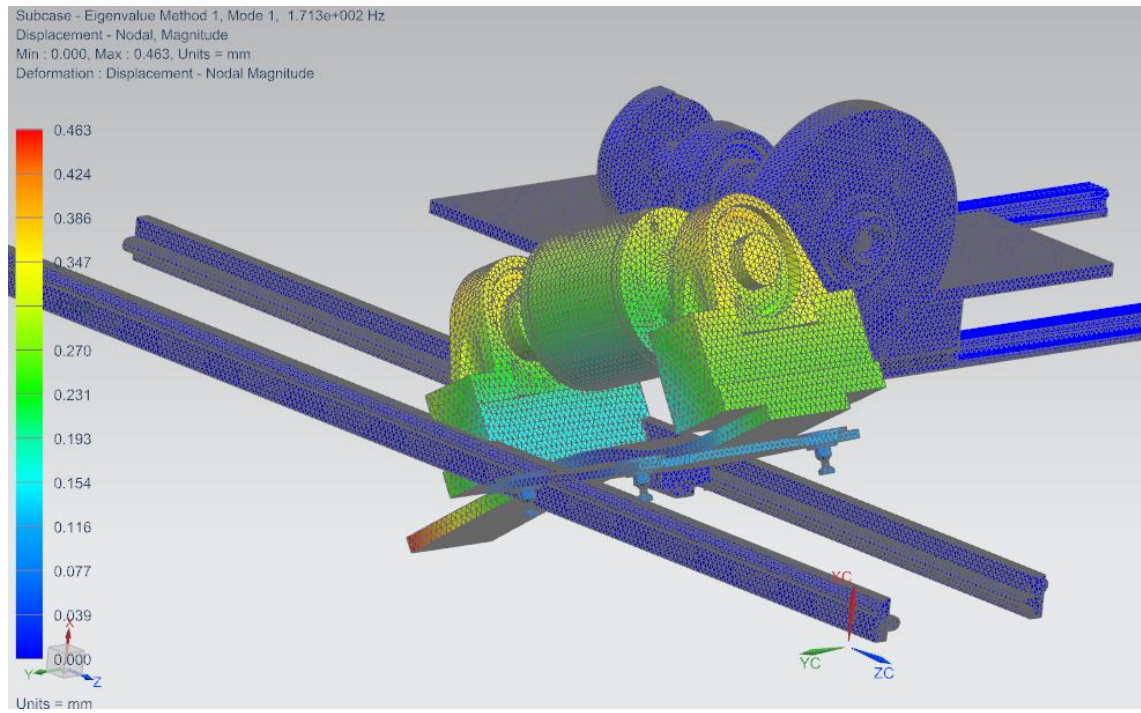
Kuva 20: Ansys-ohjelmiston antaman ensimmäisen ominaismuodon mukainen kokonaissiirtymä analyysimallille 2.



Kuva 21: NX-ohjelmiston antaman ensimmäisen ominaismuodon mukainen kokonais-
siirtymä analyysimallille 3.



Kuva 22: NX-ohjelmiston antaman ensimmäisen ominaismuodon mukainen kokonais-
siirtymä FEM-mallille analyysimallille 4.



Kuva 23: Ansys-ohjelmiston antaman ensimmäisen ominaismuodon mukainen kokonais-siirtymä analyysimallille 5.

Ohjelma Laskentamalli Ominaistaajuus	Ansys Malli 1 [HZ]	Ansys Malli 2 [HZ]	NX Malli 3 [HZ]	NX Malli 4 [HZ]	NX Malli 5 [HZ]
Taajuus 1	66,23	32,33	25,72 *	24,87 *	171,3
Taajuus 2	68,99	58,55	32,57	28,45 *	191,9
Taajuus 3	86,87	75,37	33,20 *	46,77	220,3
Taajuus 4	115,7	77,74	52,56	67,45	339,3
Taajuus 5	132,3	121,2	80,47	114,3	396,2
Taajuus 6	147,2	123,4	90,79	129,9	404,6
Taajuus 7	151,1	123,9	120,0	144,3	461,4
Taajuus 8	168,0	148,4	137,0	175,4	485,7
Taajuus 9	186,9	151,3	177,8	186,1	488,3
Taajuus 10	193,1	180,4	185,4	194,8	586,4
Taajuus 11	217,4	194,0	194,7	214,4	695,4
Taajuus 12	227,0	200,5	208,5	216,9	726,0
Taajuus 13	227,7	207,0	246,3	246,9	782,7
Taajuus 14	273,4	216,4	248,1	264,6	794,4
Taajuus 15	283,9	228,3	252,1	277,2	929,3
Taajuus 16	388,8	239,2	309,1	293,9	953,8
Taajuus 17	330,2	272,5	363,3	311,7	1031
Taajuus 18	354,8	280,6	378,0	356,8	1060
Taajuus 19	363,4	289,6	403,0	378,1	1159
Taajuus 20	408,6	318,1	418,9	423,2	1193

Taulukko 2: Eri ohjelmilla ja malleilla saadut ominaistaajuudet. Tähdellä (*) merkittyjen taajuuksien kohdalla kyse on kokoonpanon tietyn osan jäykänkappaleen liikkeestä.

Taulukon 2 arvojen ja kuvien 19–23 perusteella voidaan todeta, että Ansys- ja NX-ohjelmistojen antamat tulokset ominaistaajuuksien ja ominaismuotojen osalta eroavat jonkin verran toisistaan. NX-ohjelmiston antamista tuloksista 1-3 alinta ominaistaajuutta ja ominaismuotoa ovat analyysimallista riippuen alempia kuin Ansys-ohjelmiston antamat alimmat arvot. Tarkastelemalla kuvissa 19–23 ja liitteissä A-E esitettyjä ominaismuotoja, huomataan, että Ansys-ohjelmisto ei anna analysoidulle rakenteelle lainkaan NX-ohjelmiston antamia alimpia ominaismuotoja täysin vastaavia ominaismuotoja. Eri ohjelmistojen antamia tuloksia vertailtaessa keskenään huomataan, että ohjelmistot eivät anna samoja ominaismuotoja eri ominaistaajuuksille, eli tulokset eivät ole ristiriidassa keskenään.

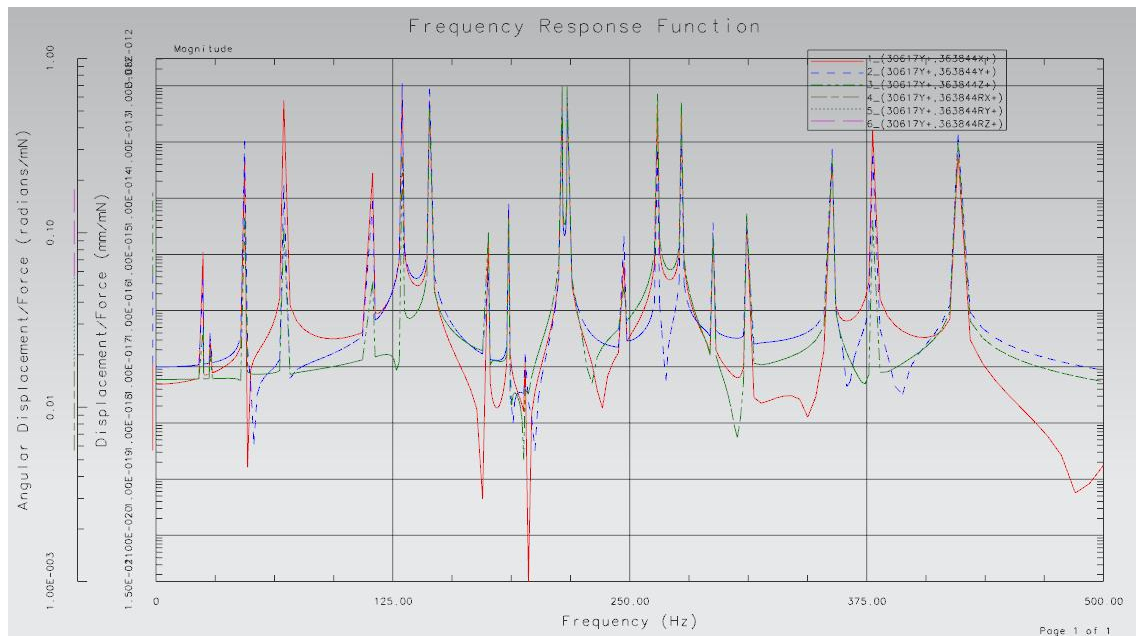
Molempien ohjelmistojen antamat tulokset niiden eri analyysimalleille ovat kohtuullisen lähellä toisiaan. Eroja ominaistajuuksissa oli sekä eri ohjelmistojen antamien tulosten välillä, että ohjelmistojen eri analyysimallien välisissä tuloksissa ja selkeitä eroja ominaistajuuksissa koko taajuusalueen osalta on melko vaikea löytää. Tuloksissa on kuitenkin muutamia sellaisia ominaistajuuksien arvoja, jotka ovat eri analyysimalleilla hyvin lähellä toisiaan. Ominaismuotojen kohdalla taas eri ohjelmistojen välillä oli selvä ero. Molemmat ohjelmistot antoivat hyvin samankaltaisia ominaismuotoja eri analyysimalleille, mutta verrattaessa eri ohjelmistojen antamia ominaismuotoja keskenään, ne eroavat selvästi. Ominaismuodot on kattavasti esitetty liitteissä A-E. Saatujen tulosten perusteella voidaan esimerkiksi todeta, että Ansys-ohjelmiston kohdalla ei ollut suurta merkitystä käytetäänkö FEM-malissa kontakteja vai niveliä. Lisäksi tarkastelemalla kuvia 19–23 huomataan, että suuri osa saaduista ominaismuodoista on translaatio- ja rotaatioliikkeiden yhdistelmiä.

NX-ohjelmiston eri analyysimalleilla saadut ominaismuodot ovat yllättävän lähellä toisiaan, vaikka toisessa mallissa hiottavaa kappaletta kannatteleva kelkka oli liimauskontakteilla kiinni kiskoissa. NX-ohjelmiston molempien analyysimallien muutamia alimmista ominaismuodoista olivat sellaisia, että niissä jonkin komponentin osalta tapahtui jäykän kappaleen liikettä ja näin ollen ne eivät ole ominaismuotoja. Tämä oli sinänsä hieman yllättävää, sillä kaikkien muiden analyysimallien kohdalla jäykän kappaleen liike aiheutui juuri siitä, että kelkka pääsi pyörähtämään suhteessa liukukiskoihin, niin kuin liitteistä C ja D on hyvin nähtävissä. Tarkasteltaessa taulukossa 2 olevia ominaistajuuksia, voidaan huomata, että analyysimallin 5 ominaisarvot ovat paljon suurempia kuin muiden analyysimallien. Tämä osoittaa, että hiomakoneen rakenteen karsiminen ja siitä seurannut liukukiskojen päistään tukemisen korvaaminen koko profiilin pituudelta tapahtuvaan tuentaan vaikuttaa todella merkittävästi hiomakoneen ominaistajuuksiin ja muotoihin.

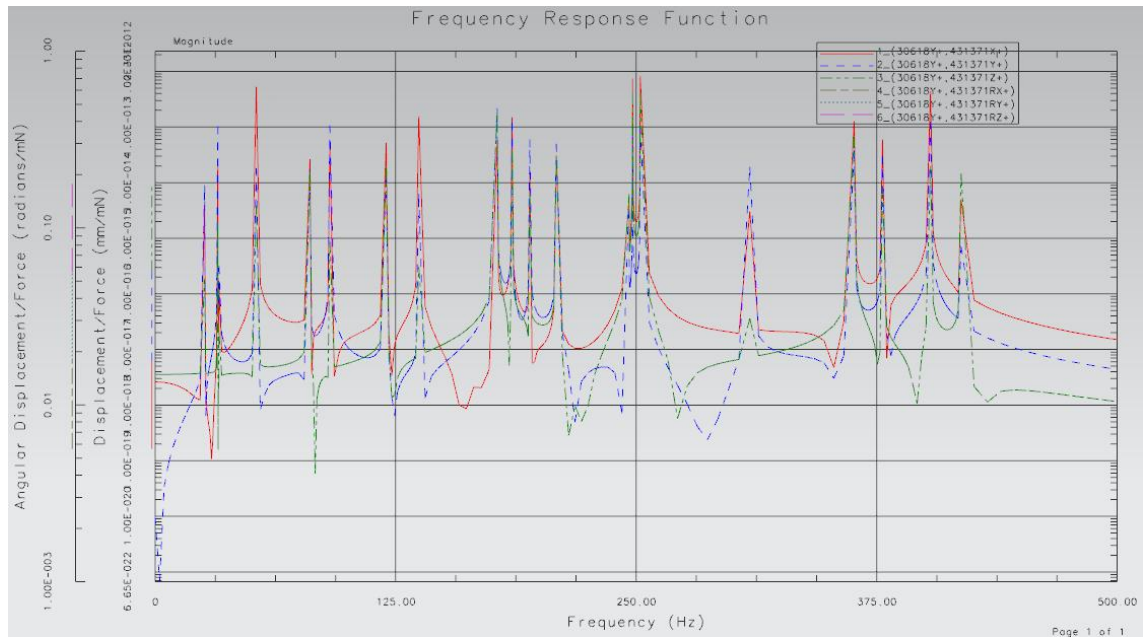
6.2 Taajuusvastefunktiot

Laskettujen ominaistaajuuksien ja ominaismuotojen perusteella, voidaan laskea taajuusvastefunktiot. Siemens NX-ohjelmiston tapauksessa vasteena on siirtymä. Taajuusvasteen siirtymän piste rakenteesta on valittu sen mukaan, missä osassa rakennetta tapahtuu suuria siirtymiä eri ominaismuodoissa. Ominaismuotojen perusteella parhaaksi sijainniksi rakenteessa osoittautuivat kiskot, joita pitkin hiottavaa kappaletta kannatteleva kelkka liukuu. Tätä valintaa tukee myös se, että Siemens NX:llä lasketun karsitun geometriamallin tapauksessa, missä edellä mainitut kiskot ovat jäykästi tuettu, niin kuin kuvasta 18 voidaan havaita, ovat ominaistaajuudet huomattavasti suurempia kuin koko geometrian sisältävissä malleissa. Siemens NX-ohjelmistolla saadut taajuusvastefunktiot eri FEM-malleille on esitetty kuvissa 24–26. Näissä kuvissa olevien viivojen merkitykset ovat seuraavat:

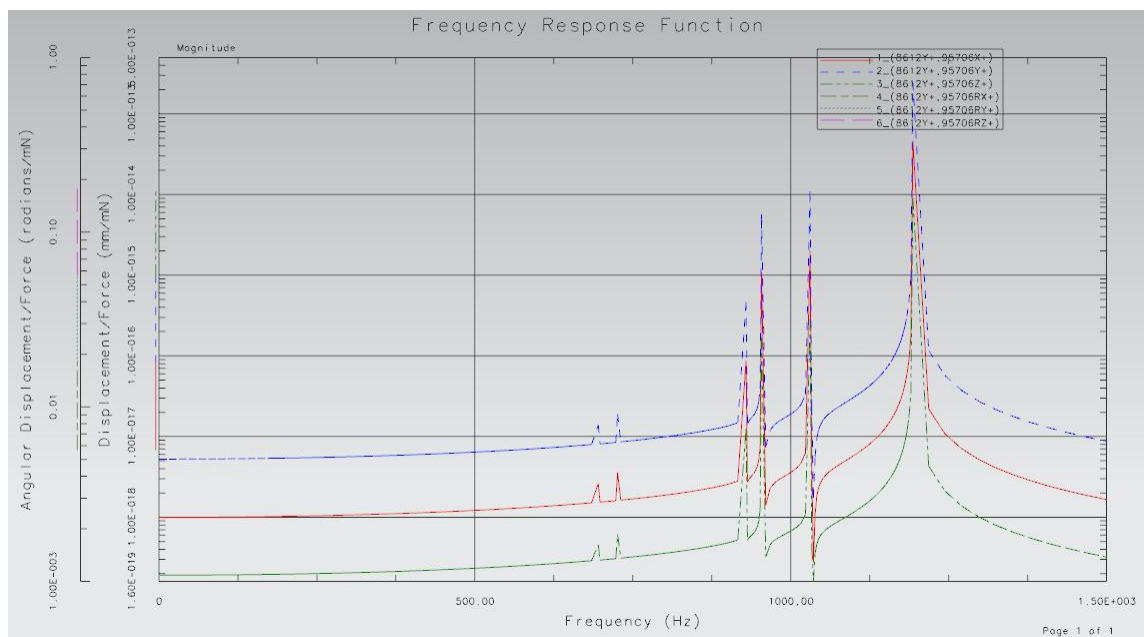
- Punainen ehjä viiva on siirtymä x-akselin suhteen.
- Sininen katkoviiva on siirtymä y-akselin suhteen.
- Vihreä katkoviiva on siirtymä z-akselin suhteen.
- Ruskea katkoviiva on rotaatio x-akselin suhteen.
- Vaalean sininen piste viiva on rotaatio y-akselin suhteen.
- Violetti katkoviiva on rotaatio z-akselin suhteen.



Kuva 24: NX-ohjelmiston antama taajuusvastefunktio analyysimallille 3.



Kuva 25: NX-ohjelmiston antama taajuusvastefunktio analyysimallille 4.



Kuva 26: NX-ohjelmiston antama taajuusvastefunktio analyysimallille 5.

Niin kuin kuvista 24-26 käy hyvin ilmi, analyysimallin 5, eli karsitun geometrian FEM-mallin taajuusvastefunktiossa on paljon vähemmän huippuja kuin analyysimallien 3 ja 4 taajuusvastefunktioissa. Lisäksi ne esiintyvät vasta hyvin suurilla taajuuksilla, verrattuna tarkemman ja suuremman geometrian omaaviin analyysimalleihin 3 ja 4.

Verrattaessa kuvissa 24 ja 25 olevia taajuusvastefunktioiden kuvaajia huomataan, että niissä on jonkin verran eroa. Varsinkin käyrä 1, jota on merkattu punaisella kuvissa 24 ja 25 on selvästi erilainen näissä kahdessa kuvassa. Koska ainoa ero FEM-malleissa on kelkan kiinnitys kiskoihin, joita pitkin se voi liukua, täytyy eron johtua tästä kiinnityk-

sestä. Vaikka jousielementtikiinnitys mahdollistaa liimauskontaktia enemmän liikettä, on sen minimi ja maksimi huippujen ero pienempi. Näin ollen voidaan todeta, että translaatioliikkeen, sekä rotaatioliikkeen salliminen yhden vapausasteen suhteen vaimentaa systeemin värähtelyä.

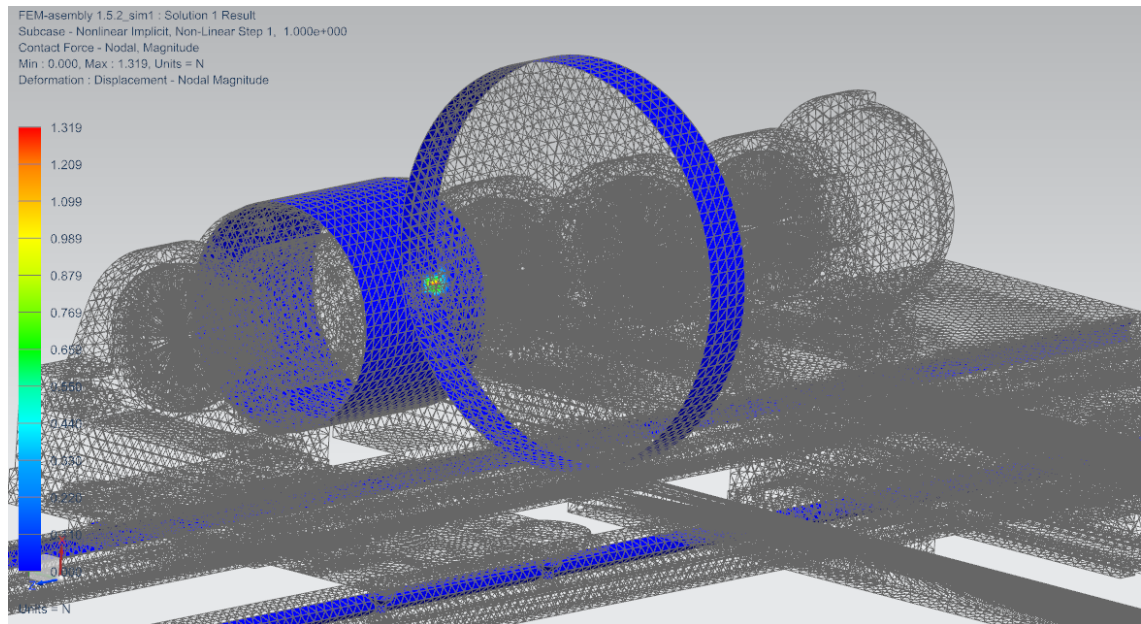
6.3 Kuormitetun mallin simuloinnin tulokset

Kuormitetun mallin simuloinneissa oli 20 aika-askelta, joiden aikana kuormitukset muuttuivat, mutta kaikki parametrit pysyivät samoina. Simuloinnin tuloksena saatiin suuri joukko erilaisia arvoja, joista tässä työssä on esitetty toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välinen kontaktivoima ja rakenteen suurin Von Mises jännitys, sekä ensimmäisen ja viimeisen aika-askeleen osalta myös toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välinen kontaktipaine. Von Mises jännitys on valittu tarkasteltavien tulosten joukkoon, jotta saadaan käsitys siitä ovatko käytetyt kuormitukset koneen rakenteen sallimissa rajoissa, eli toisin sanoen pysyykö koneen kaikkien osien maksimi jännitykset selvästi alle materiaalien myötörajojen. Koska simulointiosuuden olennaisin osa on pyörivät kappaleet ja kuormitusten vaikutus toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välisessä kontaktissa, on tarkasteltavien tulosten joukkoon valittu toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välinen kontaktivoima.

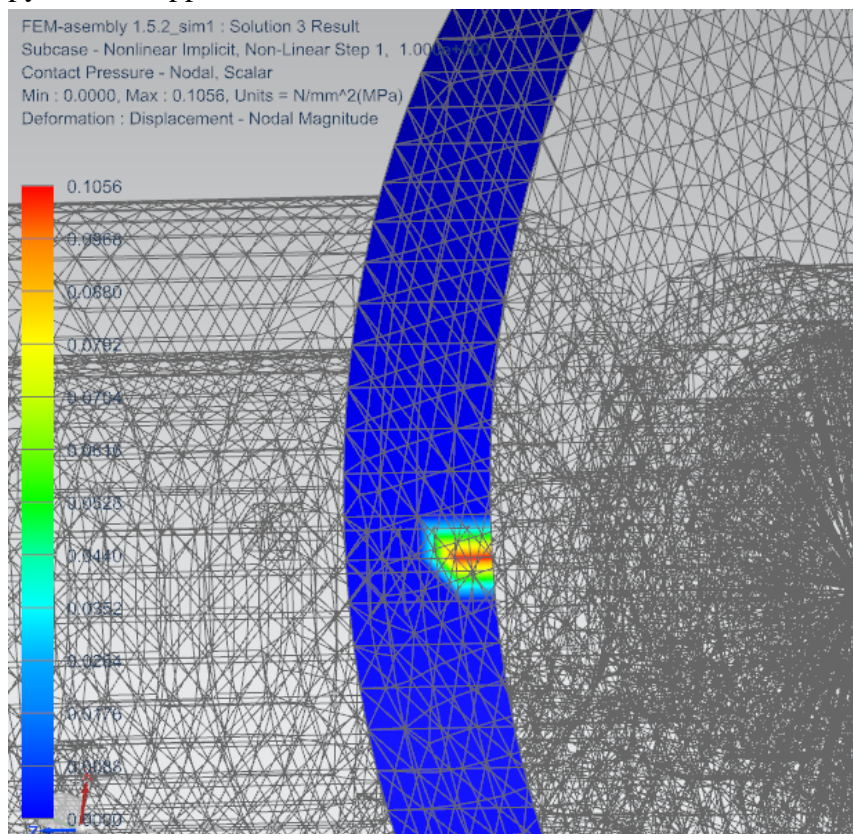
Simuloinneissa muuttuvana parametrina oli kitkakerroin ja käytetyt kitkakertoimet ovat esitetty taulukossa 2. Kuormitusten osalta momentit olivat vakioita ja työntävä voima oli muuttuva kuormitus. Koska tutkimusta varten rakennetulla hiomakoneella oli tarkoituksena tutkia hiontaprosessia niin, että hionnassa päästäisiin mahdollisimman suuriin tarkkuuksiin, jolloin käytettävät kuormitukset ovat melko pieniä. Näin ollen myös simuloinnissa päädyttiin käyttämään melko pieniä voimia ja työntävä voima lähteekin kasvamaan nolasta aika-askeleittain. Simuloinnin tuloksia on esitetty taulukoissa 4, 5 ja 6 sekä kuvaajassa 1. NX-ohjelmiston antamia tuloksia kontaktivoiman osalta on myös havainnollistettu kuvassa 27. Lisäksi kuvissa 28 ja 29 on esitetty toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välissä vaikuttavaa kontaktipainetta. Näiden kuvien tarkoituksena on havainnollistaa kappaleiden välistä kontaktia ja sen muuttumista kuormituksen kasvaessa.

Simulointikierros	simulointi 1	simulointi 2	simulointi 3
Käytetty kitkakerroin	0.2	0.6	1.2

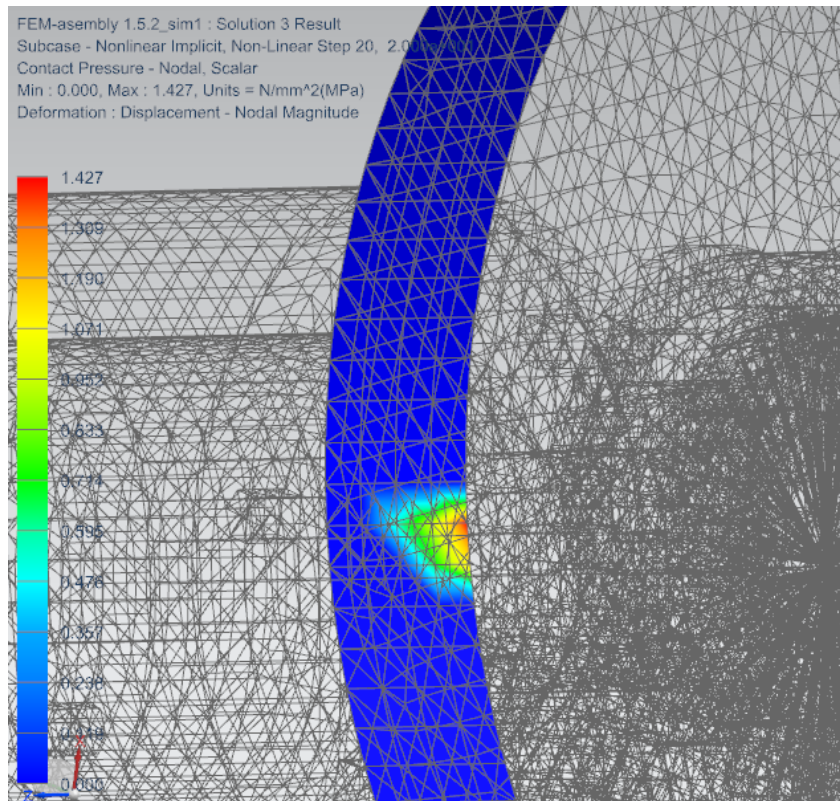
Taulukko 3: Simuloinneissa käytetyt kitkakertoimet.



Kuva 27: Ensimmäisellä aika askeleella saatu maksimi kontaktivoima toisiaan vasten pyörivien kappaleiden välisessä kontaktissa.



Kuva 28: Ensimmäisellä aika askeleella saatu kontaktipaine toisiaan vasten pyörivien kappaleiden välisessä kontaktissa.



Kuva 29: Viimeisellä aika askeleella saatu kontaktipaine toisiaan vasten pyörivien kappaleiden välisessä kontaktissa.

Tarkasteltaessa kuvia 28 ja 29 huomataan, että kontaktipaine toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välillä on pieni simuloinneissa käytetyillä kuormituksilla. Kuvassa 28 oleva kontaktipaine on simuloinnin ensimmäiseltä aika-askeleelta ja maksimi kontaktipaine on tällöin vain 0.1 MPa. Kuvassa 29 puolestaan on kontaktipaine simuloinnin viimeiseltä aika-askeleelta, ja siinä maksimi kontaktipaine 1,427MPa. Niin kuin kuvista 28 ja 29 näkyy, kontaktipaineen maksimi on oikean puoleisessa reunassa ja kuormituksen kasvaessa simuloinnissa, kontaktipaineen vaikutusalue muuttuu. Kappaleiden välisen kontaktipaineen vaikutusala kasvaa ja kontaktipaineen maksimi siirtyy kohti kappaleiden toista reunaa, joka kuvissa 28 ja 29 on kappaleiden oikeanpuoleinen reuna.

Muuttuva kuormitus	Työntävä Voima	Hiottavan kappaleen momentti	Hiovan kappaleen momentti	Maksimi kontaktivoima	Maksimi Von Mises jännitys
Aika askel	N	N/mm	N/mm	N	MPa
1	2,5	0	0	1,38	0,085
2	5,0	10	10	2,66	0,170
3	7,5	10	10	3,93	0,256
4	10,0	10	10	4,80	0,344
5	12,5	10	10	5,49	0,427
6	15,0	10	10	6,25	0,511
7	17,5	10	10	7,02	0,595
8	20,0	10	10	7,40	0,678
9	22,5	10	10	8,08	0,762
10	25,0	10	10	8,83	0,845
11	27,5	10	10	9,57	0,929
12	30,0	10	10	10,32	1,012
13	32,5	10	10	11,07	1,096
14	35,0	10	10	11,81	1,179
15	37,5	10	10	12,56	1,263
16	40,0	10	10	13,31	1,346
17	42,5	10	10	14,06	1,430
18	45,0	10	10	14,80	1,513
19	47,5	10	10	15,55	1,597
20	50,0	10	10	16,30	1,680

Taulukko 4: Eri aika askeleilla saadut maksimi kontaktivoiman ja Von Mises jännityksien arvot, kitkakertoimen ollessa 0.2.

Muuttuva kuormitus	Työntävä Voima	Hiottavan kappaleen momentti	Hiovan kappaleen momentti	Maksimi kontaktivoima	Maksimi Von Mises jännitys
Aika askel	N	N/mm	N/mm	N	MPa
1	2,5	0	0	1,35	0,085
2	5,0	10,00	10,00	2,61	0,171
3	7,5	10,00	10,00	3,85	0,257
4	10,0	10,00	10,00	4,72	0,345
5	12,5	10,00	10,00	5,47	0,429
6	15,0	10,00	10,00	6,23	0,513
7	17,5	10,00	10,00	6,76	0,597
8	20,0	10,00	10,00	7,34	0,681
9	22,5	10,00	10,00	7,92	0,765
10	25,0	10,00	10,00	8,60	0,849
11	27,5	10,00	10,00	9,32	0,933
12	30,0	10,00	10,00	10,04	1,017
13	32,5	10,00	10,00	10,77	1,100
14	35,0	10,00	10,00	11,49	1,184
15	37,5	10,00	10,00	12,21	1,268
16	40,0	10,000	10,00	12,94	1,352
17	42,5	10,00	10,00	13,66	1,436
18	45,0	10,00	10,00	14,38	1,520
19	47,5	10,00	10,00	15,11	1,604
20	50,0	10,00	10,00	15,83	1,688

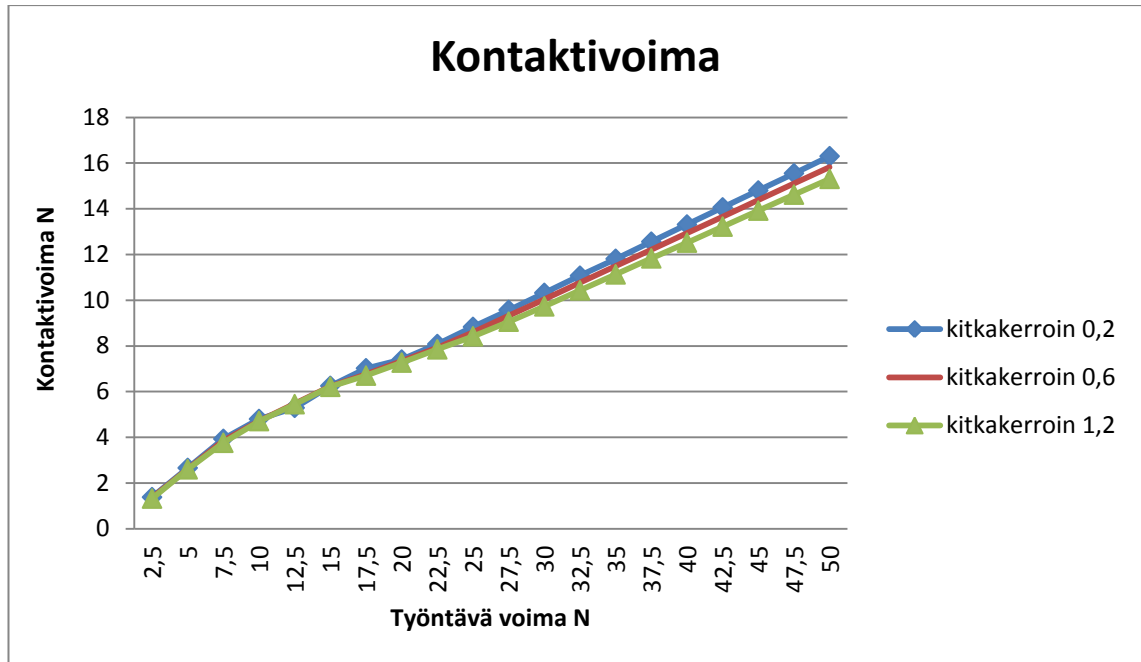
Taulukko 5: Eri aika askeleilla saadut maksimi kontaktivoiman ja Von Mises jännityksien arvot, kitkakertoimen ollessa 0.6.

Muuttuva kuormitus	Työntävä Voima	Hiottavan kappaleen momentti	Hiovan kappaleen momentti	Maksimi kontaktivoima	Maksimi Von Mises jännitys
Aika askel	N	N/mm	N/mm	N	MPa
1	2,50	0	0	1,32	0,086
2	5,00	10,00	10,00	2,60	0,171
3	7,50	10,00	10,00	3,76	0,259
4	10,00	10,00	10,00	4,71	0,347
5	12,50	10,00	10,00	5,45	0,431
6	15,00	10,00	10,00	6,21	0,515
7	17,50	10,00	10,00	6,70	0,600
8	20,00	10,00	10,00	7,27	0,684
9	22,50	10,00	10,00	7,85	0,769
10	25,00	10,00	10,00	8,42	0,853
11	27,50	10,00	10,00	9,06	0,937
12	30,00	10,00	10,00	9,73	1,021
13	32,50	10,00	10,00	10,43	1,106
14	35,00	10,00	10,00	11,13	1,190
15	37,50	10,00	10,00	11,83	1,274
16	40,00	10,00	10,00	12,52	1,359
17	42,50	10,00	10,00	13,22	1,443
18	45,00	10,00	10,00	13,92	1,527
19	47,50	10,00	10,00	14,62	1,612
20	50,00	10,00	10,00	15,31	1,696

Taulukko 6: Eri aika askeleilla saadut maksimi kontaktivoiman ja Von Mises jännityksien arvot, kitkakertoimen ollessa 1,2.

Taulukoiden 4, 5 ja 6 Von Mises-jännitysten arvoja tarkastelemalla käy hyvin ilmi, että hiomakoneen rakenteen maksimi jännitykset ovat hyvin pieniä, eikä näin ollen ole vaaraa siitä, että jossain hiomakoneen rakenteen kohdassa materiaalin myötöraja ylittyisi. Esimerkiksi simulointimallisissa käytetyn teräslaadun kohdalla materiaalin myötöraja on luokkaa 350 MPa, kun suurin NX:n antama jännitys on pienempi kuin 2 MPa. Näin ollen käytetyt kuormitukset voidaan todeta olevan täysin mahdollisia käyttää, vaikka toki alun alkaenkin tiedettiin käytettyjen kuormitusten olevan suhteellisen pieniä.

Verrattaessa taulukoiden 4, 5 ja 6 arvoja, huomataan, että kitkakertoimen kasvaessa kontaktivoima pienenee, kuormitusten ollessa samoja. Tämä kontaktivoiman pieneneminen tapahtui sekä kontaktivoiman ollessa alle yhden, että kontaktivoiman suurempi kuin yksi. Taulukoiden arvojen perusteella kitkakertoimen muutoksilla oli kuitenkin melko pieni merkitys kontaktivoimien suuruuteen simuloinnissa.



Kuvaaja 1: Kontaktivoiman arvot työntävän voiman arvojen suhteen.

Taulukoiden 3,4 ja 5 työntävien voimien arvot ja niitä vastaavat kontaktivoiman arvot ovat esitetty myös kuvaajan 1 avulla. Kuvaajasta näkyy selvästi, että kontaktivoima kasvaa lineaarisesti työntävän voiman mukaan. Alussa pienillä voimien arvoilla kontaktivoima kasvaa hivenen jyrkemmin, mutta työntävän voiman ollessa yli 10N kontaktivoiman arvot kasvavat tasaisesti. Kuvaajasta 1 näkyy hyvin, kuinka pienen eron kitkakertoimen muuttaminen saa aikaan kontaktivoima arvoissa. Alle 20 N työntävän voiman arvoilla eri kitkakertoimien käyrät ovat täysin päällekkäin ja suuremmillakin työntävän voiman arvoilla erot kontaktivoimien arvoissa ovat pieniä, joskin kasvavat lineaarisesti.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Diplomityön perusteella tehtävät johtopäätökset voidaan jakaa kahteen osaan diplomityön alussa esitettyjen työn tavoitteiden ja rajausten perusteella. Ensimmäinen osa johtopäätöksistä käsittelee diplomityötä varten tehtyjä analyyseja ja niiden tuloksia. Toinen osa käsittelee analyysin tekemiseen käytettyjä menetelmiä, jotka tämän diplomityön tapauksessa olivat Ansys Workbench ja Siemens NX Nastran FEM-ohjelmistot.

7.1 Analyysit

NX-ohjelmiston antamat tulokset eri analyyksimalleille ominaistajuuksien ja ominaismuotojen osalta eroavat selvästi, vaikka rakenteet olivat hyvin lähellä toisiaan, lukuun ottamatta kiskoja, joiden varassa hiottavaa kappaletta kannatteleva kelkka oli. Samalla tavalla myös Ansys-ohjelmiston antamat tulokset eri analyyksimalleille ominaistajuuksien ja ominaismuotojen osalta eroavat selvästi, vaikka rakenteet olivat täysin samat ja ainoa ero oli, että toisessa analyyksimallissa käytettiin valmiita niveliä ja toisessa käytettiin kontakteja, joiden ominaisuudet piti erikseen määritellä. Nämä seikat osoittivat kuinka pienetkin muutokset kappaleiden välisiin kontakteihin saattavat saada aikaan suuria eroja ominaismuodoissa ja ominaistajuuksissa. Tarkasteltaessa kuvissa 19-23, sekä liitteissä A-E esitettyjä ominaismuotoja huomataan, että NX- ja Ansys-ohjelmistojen antamissa ominaismuodoissa, alimpien ominaismuotojen kohdalla on merkittäviä eroja, varsinkin hiottavaa kappaletta kannattelevan kelkan liukukiskojen taipumien osalta. Yksi selitys näiden alimpien ominaismuotojen välisiin eroihin kahden eri sovelluksen antamissa tuloksissa on liukukiskojen poikkileikkauksissa ja sitä kautta myös materiaaleissa. Kyseisten liukukiskojen välisiä eroja on havainnollistettu luvun 5.3.1 kuvissa 15 ja 16.

Tarkasteltaessa taulukossa 1 olevia, NX-ohjelmistolla saatuja ominaistajuuksia simulointia varten tehdylle analyyksimallille 5 huomataan, että sen ominaisarvot ovat paljon suurempia kuin muiden analyyksimallien. Tästä huomataan kuinka merkittävä vaikutus geometrian karsimisella on ollut ominaistajuuksiin ja ominaismuotoihin. Tarkasteltaessa liitteissä A-E olevia ominaismuotoja, voidaan päätellä, että erityisesti rakenne johon hiottava kappale on kiinnitetty ja sen tuentaan tehdyt muutokset ovat merkittävin syy ominaistajuuksien ja ominaismuotojen muuttumiselle simulointimallissa, verrattuna muihin analyyksimalleihin.

Verrattaessa ominaisvärähtelyanalyyseja varten tehtyjen analyysimallien taajuusvastefunktioita simulointia varten tehdyn analyysimallin taajuusvastefunktioon, huomataan kuinka suuri merkitys analyysimallien geometrian karsimisella ja tuennan muutoksilla on ollut saatuihin tuloksiin. Näin ollen analyysimallien tuentaan tehtyjen muutosten vaikutusta taajuusvastefunktioihin olisikin voinut tutkia lisää. Lisäksi taajuusvastefunktioiden näkyä selvä ja systemaattinen ero NX-ohjelmiston eri analyysimallien välillä, toisin kuin ominaismuotojen ja taajuuksien kohdalla, joissa analyysimallien välillä oli eroja, mutta selvää trendiä oli eroista vaikea löytää.

Kontaktipaineen vaikutusalueen muuttuminen kuormituksen kasvaessa osoittaa, että hiomakoneen osissa tapahtuvat hyvinkin pienet taipumat sekä mahdolliset välykset vaikuttavat toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välissä tapahtuvaan hioutumiseen. Näin ollen on hyvä kiinnittää huomiota siihen, kuinka suurilla voimilla hiontaa halutaan, tai voidaan tehdä, jotta samalla pystytään säilyttämään haluttu tarkkuus hionnassa. Toki hiottavaa kappaletta liikutellaan liukukiskoja pitkin hiontaprosessin aikana, jolloin hiomakiven eri osat kuten sen reuna, jossa kontaktipaine on suurin, hioo hiottavan kappaleen pintaa sen koko pyörimisakselin suuntaiselta matkalta. Simulointi ei huomionnut hiontaprosessissa tapahtuvaa materiaalien muodonmuutoksia, mikä tarkoittaa sitä, että kontaktipaineen ollessa suurempi hiontakontaktin toisessa reunassa, hiontakivi kuluu sitä enemmän mitä suurempi kontaktipaine on. Näin ollen kontaktipaine kappaleiden välissä kontaktissa tasaantuu ajan kuluessa. Todellisuudessa hiontaprosessissa pyörivien kappaleiden välisessä kontaktissa kontaktialue on viivamainen, jolloin kuvissa 28 ja 29 olevien kontaktipaineiden voidaan katsoa parhaiten kuvaavan tilannetta, missä kappaleiden pinnat tulevat kosketukseen toistensa kanssa ensimmäisen kerran. Tällöin leikkautumista tai pysyviä muodonmuutoksia materiaaleissa ei ole vielä tapahtunut. Lisäksi on hyvä huomioida, että kaikki muutkin simuloinnin tulokset kuvaavat parhaiten tilannetta, missä toisiaan vastaan pyörivät kappaleet tulevat kosketukseen toistensa kanssa ensimmäistä kertaa.

Tarkasteltaessa simuloinnin tuloksina saatuja Von Mises-jännityksiä, sekä kontaktipaineen muutoksia, on hyvä huomioida, että tuloksiin tuli pieniä mutta selviä muutoksia kuormituksen kasvaessa, vaikka suurin käytetty kuormittava voima oli vain 50 N.

Tämän lisäksi rakenne oli jäykkä, eli rakenteessa ei käytännössä ollut lainkaan välyksiä, eikä simuloinnissa huomioitu laakereissa mahdollisesti tapahtuvia joustoja. Suoritetun analyysien perusteella hiomakiven akselin sekä kyseisen akselin laakerit ovat hiomakoneen rakenteen kannalta kriittisimmät osat tarkasteltaessa sitä, millainen tarkkuus hionnassa voidaan saavuttaa. Hiomakoneen rakenteen lisäksi hionnan tarkkuuteen vaikuttaa todella merkittävästi se, minkälainen hiomakivi hiomakoneessa on. Hionnan lopputuloksen kannalta hiomakivi onkin kaikkein kriittisin osa laitteistossa. Näiden edellä mainittujen tekijöiden lisäksi, hionnan tarkkuuteen vaikuttavat myös muut tekijät, kuten esimerkiksi hiomakoneen osia liikuttelevien mekanismien ohjaus.

Simuloinnissa saadut kontaktivoimien tulokset olivat yllättäviä, sillä niiden perusteella kitkakertoimen kasvattaminen toisiaan vastaan pyörivien kappaleiden välisessä kontaktissa pienensi kontaktivoiman suuruutta kuormitusten ollessa samoja. Mistään hirveän suurista eroista ei ollut kyse, mutta eroa oli kaikilla aika-askeleilla ja ero kasvoi lineaarisesti samassa tahdissa kuormitusten kasvun mukaan. Mitään selvää syytä tähän ei löytynyt, mutta yksi mahdollinen selitys on, että NX-ohjelmiston laskemiin kontaktivoimiin vaikutti kappaleiden kosketuksissa olevat pinta-alat. Tällöin kuormittavan voiman kasvaessa, kosketuksissa olevat pinta-alat kasvoivat materiaalien muodonmuutosten seurauksena.

Koska analysoitava kone oli melko monimutkainen, oli hiomankoneessa monta sellaista osaa ja kontaktia, joita olisi ollut mielenkiintoista tutkia enemmän. Näitä olivat esimerkiksi hiottavaa kappaletta kannattelevan kelkkaa liikutteleva kuularuuvi sekä hiomakiveä pyörittävän akselin laakerointi. Tämän diplomityön päätavoitteena oli kuitenkin hiomakoneen analysointi kokonaisuutena, eikä näin ollen ollut mahdollisuutta keskittyä kovinkaan paljon eri yksityiskohtiin, joita analysoinnin kohteessa oli runsaasti.

7.2 Ohjelmistot

Koska diplomityön yhtenä päätavoitteena oli Siemens NX Nastran-ohjelmistoon perehtyminen ja sen käytettävyyden ja soveltuvuuden arvioiminen dynamiikkaa sisältävien analyysien tekemiseen, jollaisia tehdyt analyysitkin olivat ainakin osittain. Näin ollen on hyvä lopuksi arvioida lyhyesti näitä diplomityön tekemiseen käytettyjä ohjelmistoja, erityisesti Siemens NX Nastran-ohjelmistoa koska mallin simulointi kuormitettuna suoritettiin kyseisellä ohjelmistolla. NX-ohjelmiston käyttöön päädyttiin alkujaan siitä syystä, että Ansys-ohjelmistosta ei ollut käytössä tehtyihin analyyseihin soveltuvaa lisenssiä. Toisaalta taas NX-ohjelmisto oltiin ottamassa vasta käyttöön yliopistolla tätä diplomityötä tehdessä ja esimerkiksi lisenssien asentamista jouduttiinkin odottelemaan jonkin aikaa. Näin ollen oli kiinnostusta selvittää NX-ohjelmiston potentiaalia, erityisesti dynamiikkaan liittyvien analysointimahdollisuuksien osalta.

Käytössä ollut lisenssipaketti NX-ohjelmistosta tarjosi runsaasti erilaisia mahdollisuuksia värähtelyjen analysointiin, mikä on usein tärkeä osa mekaanisten laitteiden analysointia. Tässä vaiheessa on hyvä mainita, että myös Ansys-ohjelmistosta on saatavilla hyvin värähtelyjen analysointiin soveltuvia lisenssejä, vaikka niitä ei tässä tapauksessa ollut käytettävissä. NX-ohjelmistoa voi luonnehtia hyvin laajaksi kokonaisuudeksi, jossa on hyvin suuri joukko erilaisia osia, jotka tarjoavat kattavan ohjelmistopakettin ja analysointiin käytettiin itse asiassa Nastran työkalua, joka on NX-ohjelmiston lisäosa. NX-ohjelmistoa voi pitää hyvin vaikeana käyttää esimerkiksi Ansys ja Solidworks simulation FEM-ohjelmistoihin verrattuna. Tähän on useita syitä, joista ensimmäinen on tuo ohjelmiston laajuus. Ohjelmistolla pystyykin tekemään suuren joukon hyvin erilai-

sia asioita, mutta samalla ohjelmistosta tulee helposti monimutkainen ja vaikea käyttää. NX-ohjelmiston laajuus käy hyvin ilmi, jos sitä vertaa Solidworks ohjelmistoon, joka on puhtaasti CAD-ohjelmisto, johon on tarjolla simulation lisäosa FEM-analyysityökaluna. Toinen seikka, mikä tekee NX-ohjelmistosta vaikean käyttää FEM-analyysityökaluna, on sen vanhanaikaisuus. Tällä vanhanaikaisuudella tarkoitan tässä sitä, että ohjelmisto tuntuu olevan aikanaan suunniteltu 2D-elementtejä sisältävien niin sanottujen pintamallien tekemiseen ja analysointiin. Tämä näkyy esimerkiksi siinä, että ohjelmisto ei tarjoa valmiina niveliä analyysieihin, vaan tarvittavat nivelet on mallinnettava käyttämällä jousielementtejä. Jousielementit puolestaan vaativat kyseisen nivelen kontaktipintojen ”keräämistä” pisteiksi, jotka sitten yhdistetään jousielementillä.

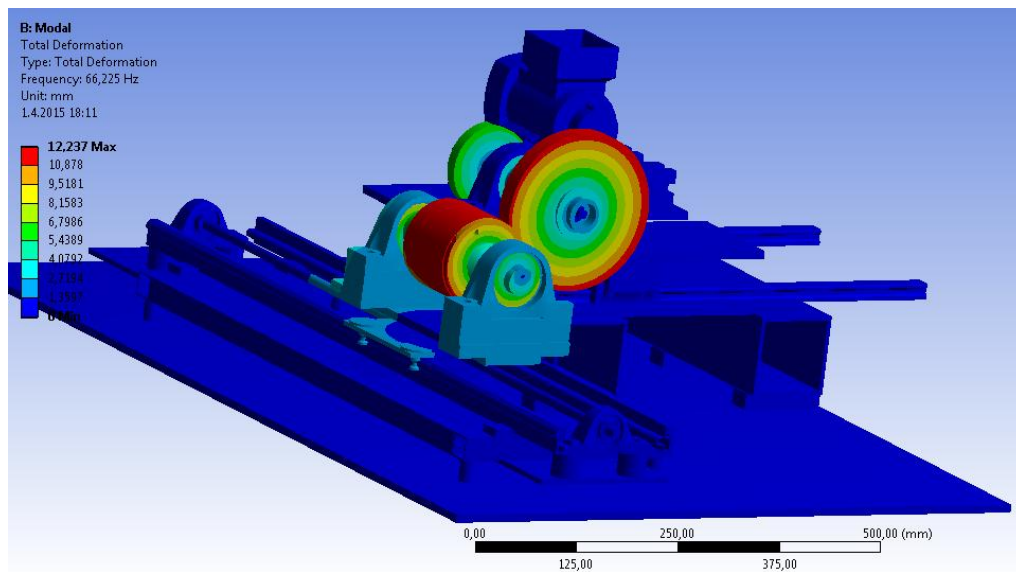
Toinen NX-ohjelmiston vajavaisuus FEM-laskennan osalta oli suhteellisen rajalliset verkotustyökalut, mikä käy erityisen hyvin ilmi, jos niitä verrataan Ansys-ohjelmiston vastaaviin. NX-ohjelmisto tarjosi vain tetraedri-elementtejä 3D verkotukseen ja lisäksi geometriamalliin piti tehdä muutoksia, jotta ohjelmisto ylipäänsä pystyi verkottamaan halutun geometrian. Ansys-ohjelmiston kanssa tällaista ongelmaa ei esiintynyt ja lisäksi oli mahdollista käyttää myös heksaedri-elementtejä. NX-ohjelmistolla verkotettaessa verkon piti olla hyvin tiheä kauttaaltaan, jotta verkotus onnistui toisin kuin Ansys-ohjelmiston tapauksessa, joka salli hyvinkin harvan verkon yksinkertaisien kappaleiden kohdalla. Tämä on usein hyödyllinen ominaisuus, sillä vähänkään isompia kokonaisuuksia analysoitaessa, analyysimallit usein sisältävät vähemmän kriittisiä osia, joiden kohdalla tiheä verkko on turha ja tekee suotta mallista turhan suuren ja raskaan laskea ilman mitään käytännön hyötyä. Lisäksi NX-ohjelmisto oli hyvin herkkä useiden parametrien suhteen. Jotta ohjelmisto pystyi suorittamaan analyysin, täytyi arvojen olla tietyn suuruiset. Esimerkiksi diplomityötä varten tehty analyysi saattoi kaatua, jos kahden kontaktipinnan välinen kitarakerroin oli asetettu nollassa. Jos kyseisen kitkakertoimen arvoa kasvatettiin arvoon 0.1, analyysi onnistui ilman ongelmia. Tämän kyseisen analyysin kohdalla tuo kitkakertoimen arvo 0 oli perusteltu, sillä kyseessä oli yksinkertaisesti rullalaakeri. Ansys-ohjelmiston kanssa vastaavanlaisia ongelmia ei esiintynyt, vaan analyysit onnistuivat aina, kunhan kaikille parametreille oli asetettu jokin järkevä arvo. Koska Ansys-ohjelmiston kanssa ei tarvinnut etsiä ratkaisua edellä mainitun kaltaisiin ongelmiin ja tehdä kompromisseja parametrien arvojen suhteen, oli analyysien teko paljon helpompaa kuin NX-ohjelmistolla ja aikaa kului paljon vähemmän analyysien suorittamiseen. Lisäksi diplomityön kohdalla jossain tapauksissa Ansys-ohjelmistolla saadut tulokset olivat luotettavampia, koska parametrien arvot ja analyysimallit olivat yksiselitteisempiä kuin NX-ohjelmiston kohdalla. Toisin sanoen NX-ohjelmiston käyttö on hitaampaa ja vaatii runsaasti enemmän osaamista kuin monet muut FEM-ohjelmistot, mutta ohjelmistolla pystyy tekemään hyvin suuren joukon erilaisia analyyseja. Lopuksi on hyvä huomioda, että eri ohjelmistojen ja niiden eri lisenssipakettien hintoja ei ole huomioitu tässä lyhyessä vertailussa millään tavalla ja usein se on kuitenkin hinta mikä määrää käytettävän ohjelmiston.

LÄHTEET

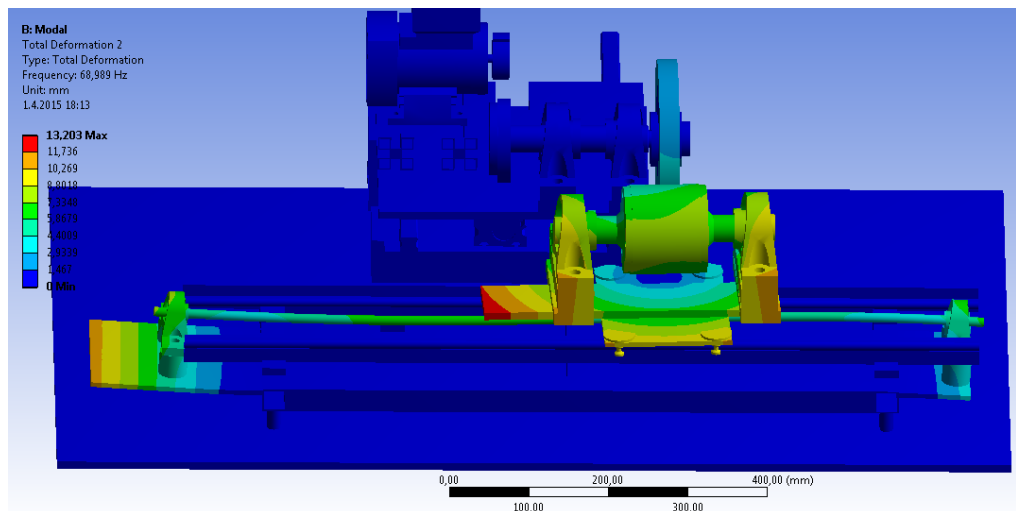
- [1] Donald E. Bently, Charles T. Hatch, Bob Grissom, 2002. Fundamentals of Rotating machinery Diagnostics, 726 s.
- [2] Hannu Outinen, Tapio Salmi, Pertti Vulli, 1998. Lujuusoppi, 464 s.
- [3] Michel Geradin, Alberto Cardona, 2001. Flexible Multibody Dynamics, A Finite Element Approach, 340s.
- [4] I. Garitaonandia, M. H. Fernandes, J. Albizuri 2007. Dynamic model of a centerless grinding machine based on an updated FE model. International Journal of Machine Tools & Manufacture 48, 832–840s.
- [5] Ansys Help.
- [6] J.C. Aurich, D. Biermann, H. Blum, and C. Brecher, C. Carstensen, B. Denkena, F.Klocke, M. Kröger, P. Steinmann, K. Weinert, 2009. Modelling and simulation of process: machine interaction in grinding, Production Engineering, vol. 3, Issue 1, 111-120s.
- [7] I. Inasaki, B. Karpuschewski, and H.S. Lee, 2001. Grinding Chatter- Origin and Suppression, Annals of the CIRP, 50/2, 515-534s.
- [8] Juha Miettinen, 2010. Konedynamiikan mittaukset, 117s.
- [9] Matti Martikainen, 1999. Joustavasti tuetun konerakenteen dynamiikka. Diplomityö Tampereen teknillinen yliopisto, 66 s.
- [10] C. Bhateja, 1982 . Grinding: Theory, Techniques and Troubleshooting, 41s.
- [11] Hessam Kalbasi Shirvani, Lihong Yuan, Veli-Matti Järvenpää, 2014, The Influence of Chatter vibration on the cylindrical transverse grinding machine spindle, 8s.
- [12] L.Yuan, E. Keskinen, V. M. Järvenpää, 2005. Stability Analysis of Roll Grinding System with Double Time Delay Effects, 130s.
- [13] Tapio Salmi, Simo Virtanen 1998. Dynamiikka, 480s.
- [14] Juan Carlos Orden, Jose M. Goicolea, Javier Cuadrado, 2007. Multibody Dynamics, 294s.

- [15] Jinyuan Tanga, Jin Dua, Yongping Chen, 2007. Modeling and experimental study of grinding forces in surface grinding, 8s.
- [16] J.S. Colton, 2009. Manufacturing Processes and Systems. 45s.
- [17] Xuekun Li, 2010, Modeling and simulation of grinding processes based on a virtual wheel model and microscopic interaction analysis, 145s.
- [18] Heran Yang, Lei Zhang, Daqi Li, Tongzhan Li 2011. Modeling and Analysis of Grinding Force in Surface Grinding, 4 s.
- [19] D. Inman 2001. Vibration Engineering, 621 s.
- [20] Jimin He, Zhi-Fang Fu, 2001. Modal analysis, 291s.
- [21] Janne Heikkinen, 2009, Moodianalyysin perusteet. Kandidaatintyö Lappeenrannan Teknillinen Yliopisto, 29s
- [22] R. Craig & A. Kurdila 2006. Fundamentals of Structural Dynamics, 728 s.

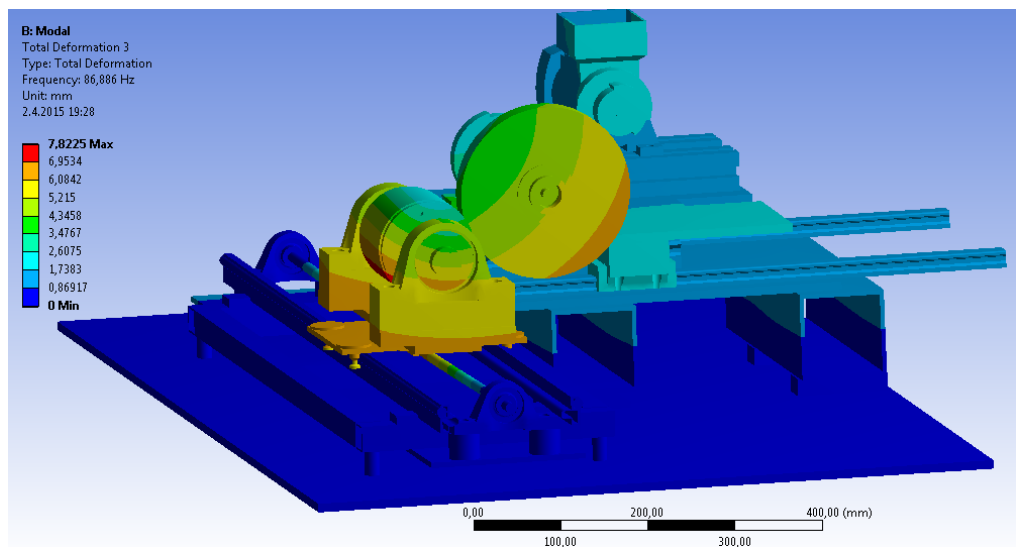
LIITE A: OMINAISMUODOT MALLI 1



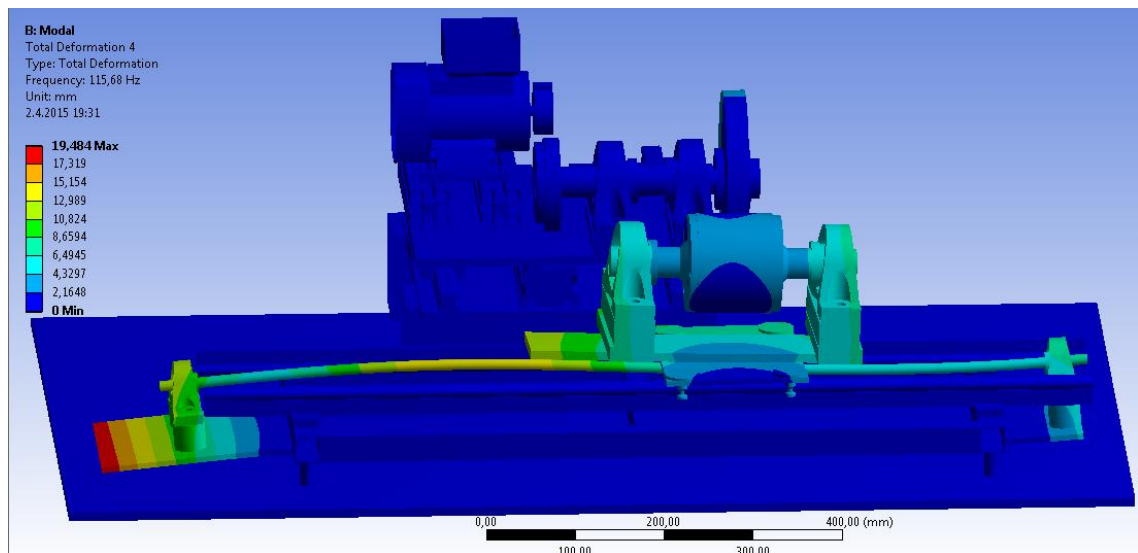
Malli: ominaismuoto 1



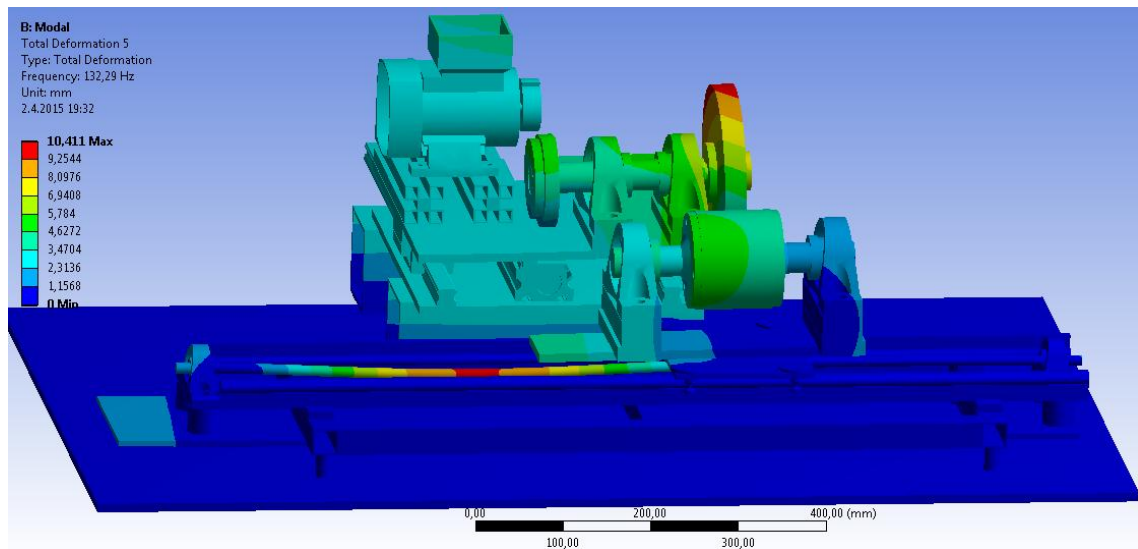
Malli1: ominaismuoto 2



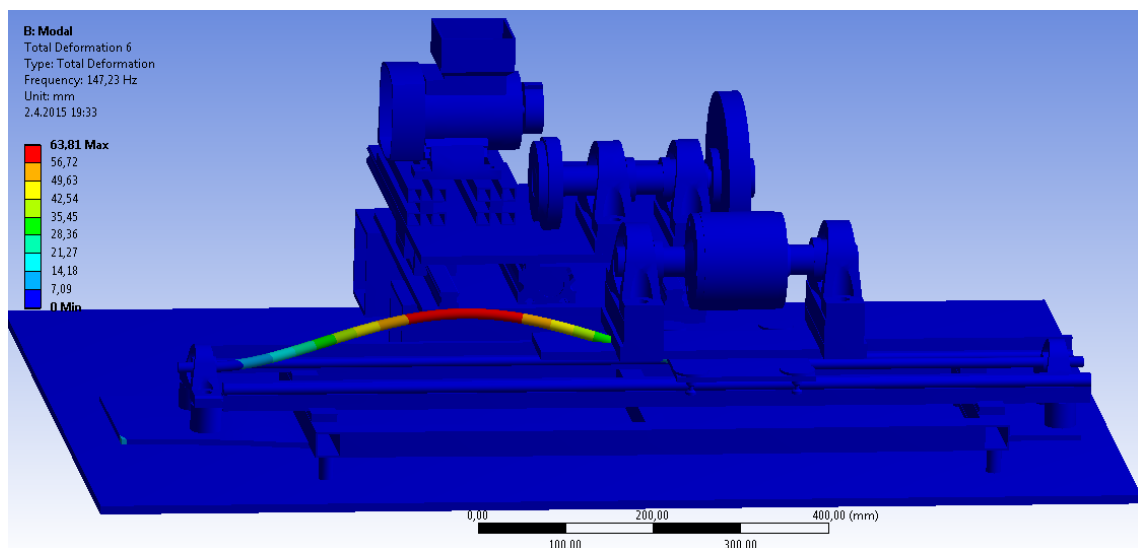
Malli1: ominaismuoto 3



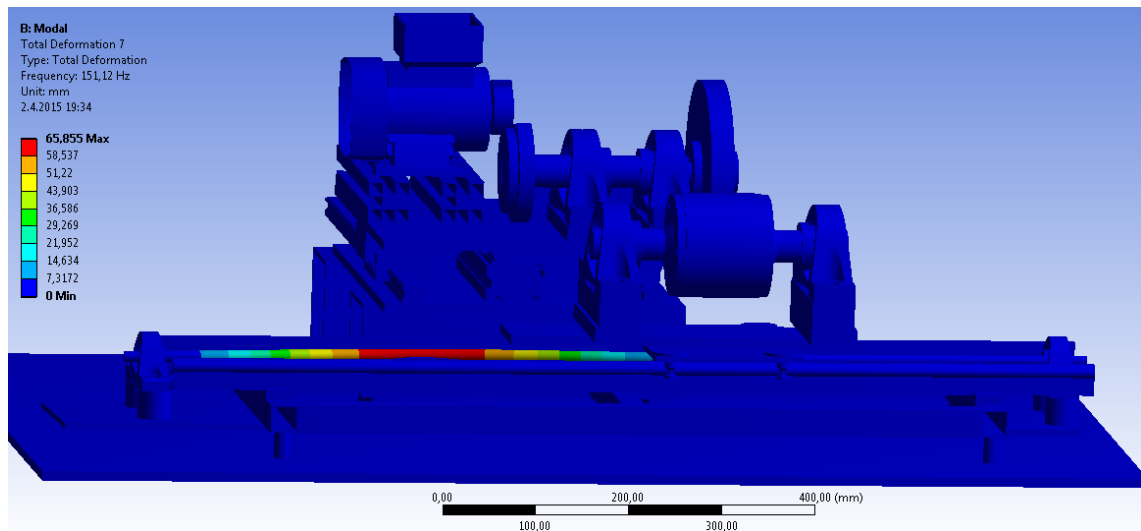
Malli 1: ominaismuoto 4



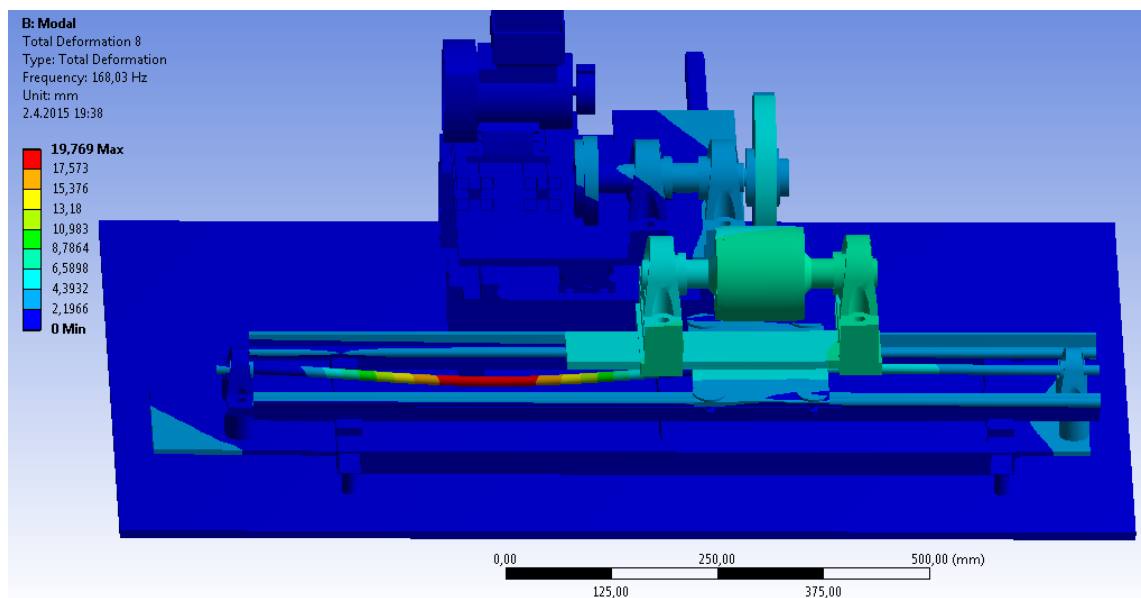
Malli 1: ominaismuoto 5



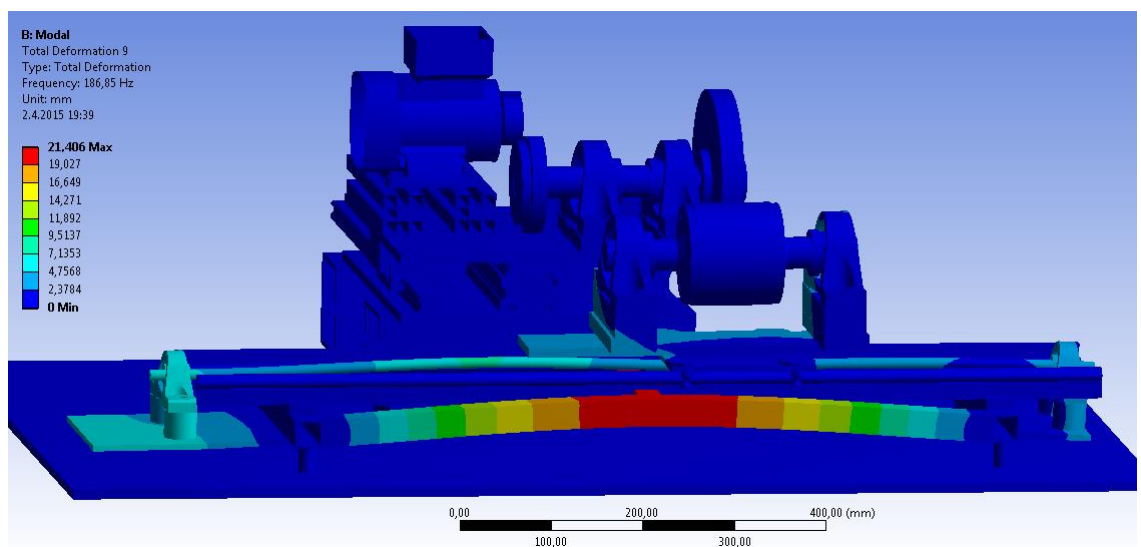
Malli 1: ominaismuoto 6



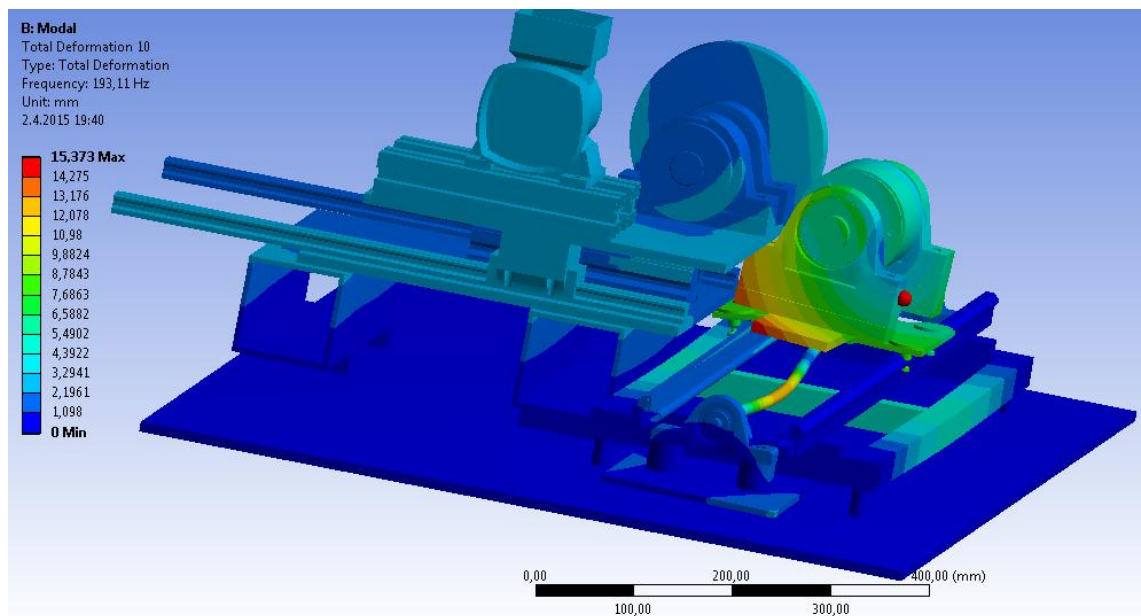
Malli 1: ominaismuoto 7



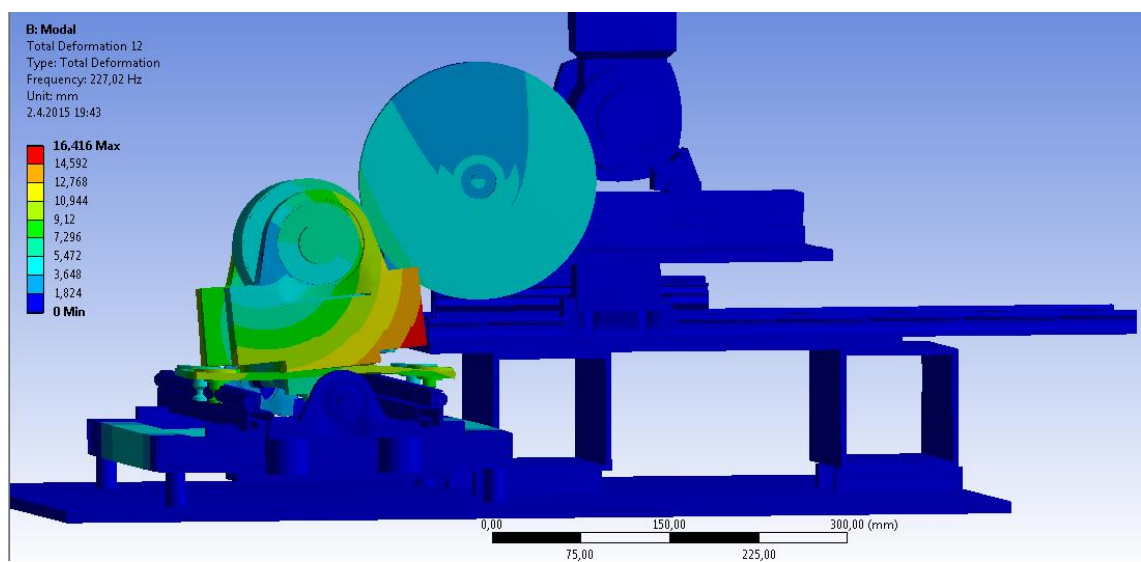
Malli 1: ominaismuoto 8



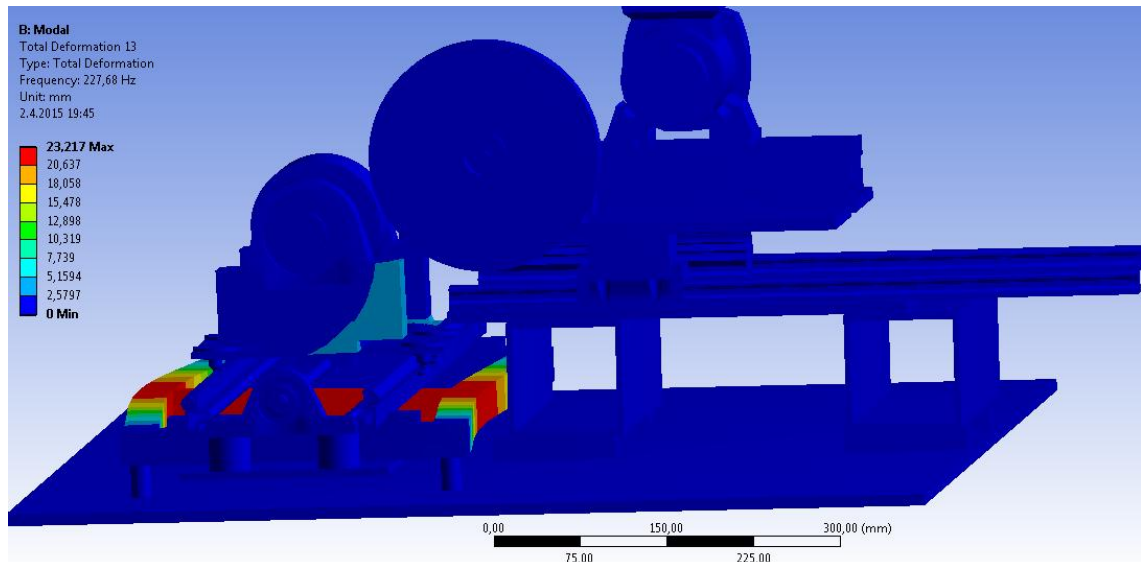
Malli 1: ominaismuoto 9



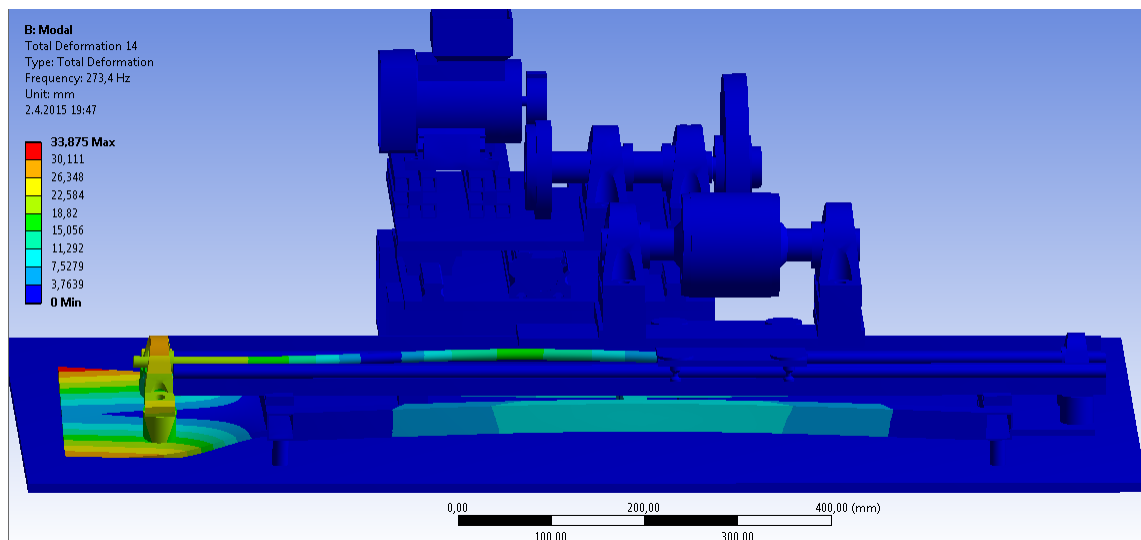
Malli 1: ominaismuoto 10



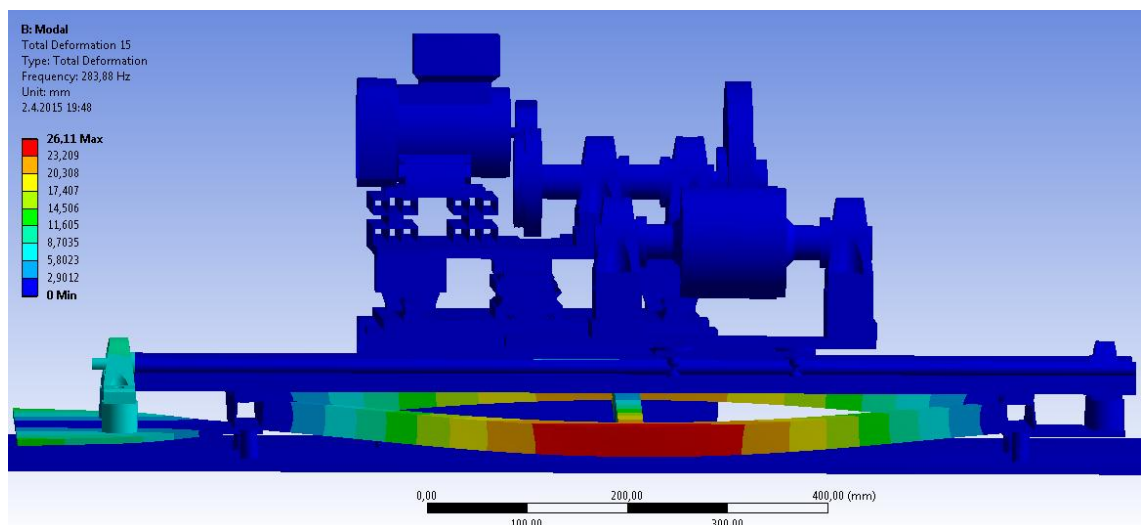
Malli 1: ominaismuoto 12



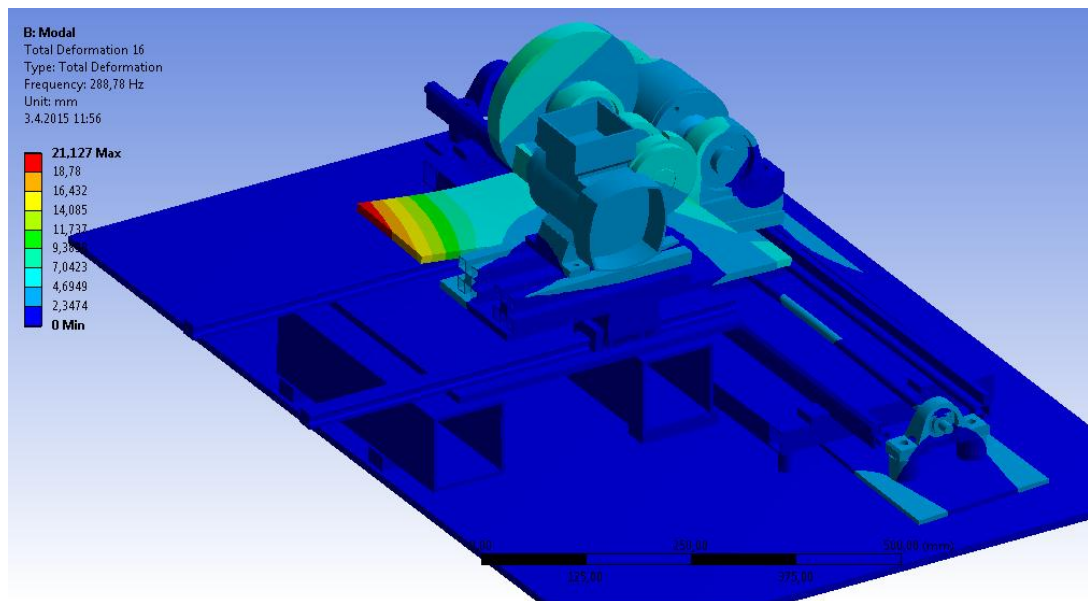
Malli 1: ominaismuoto 13



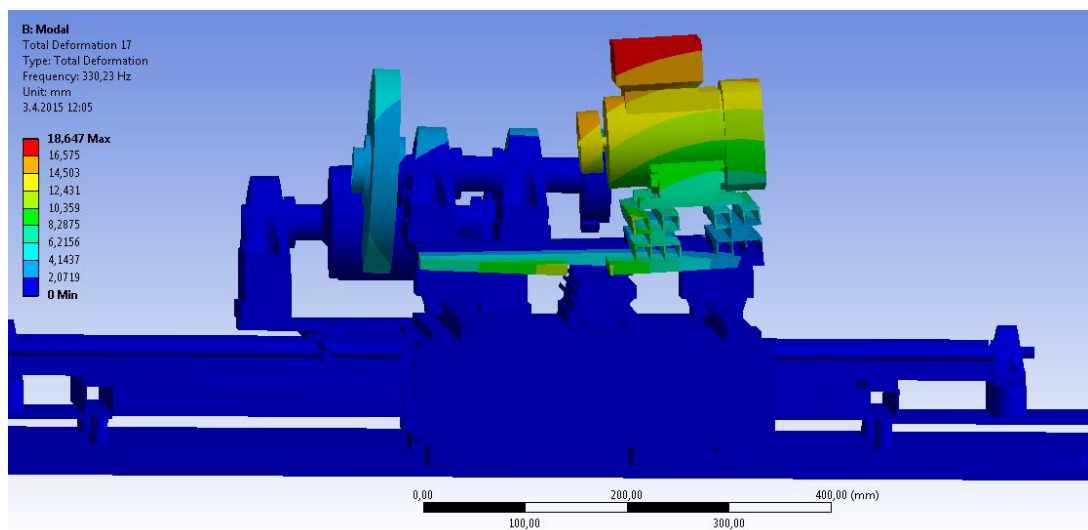
Malli 1: ominaismuoto 14



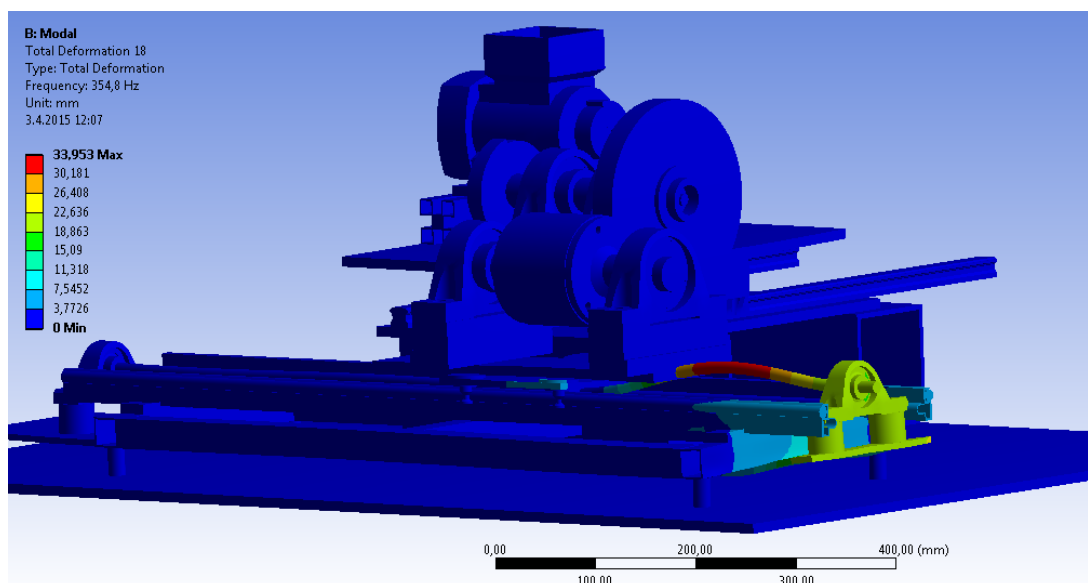
Malli 1: ominaismuoto 15



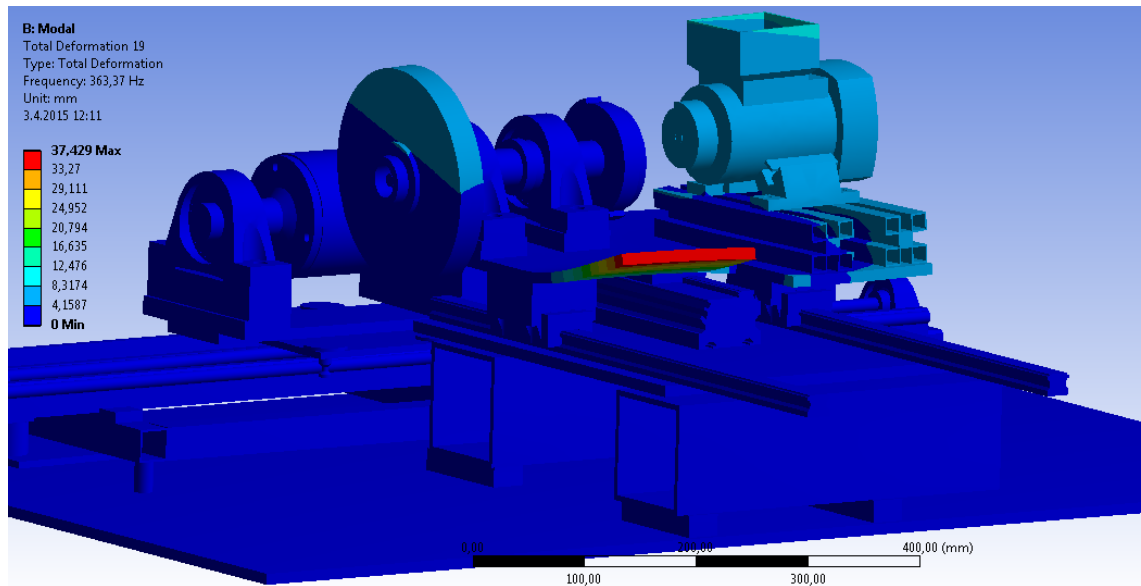
Malli 1: ominaismuoto 16



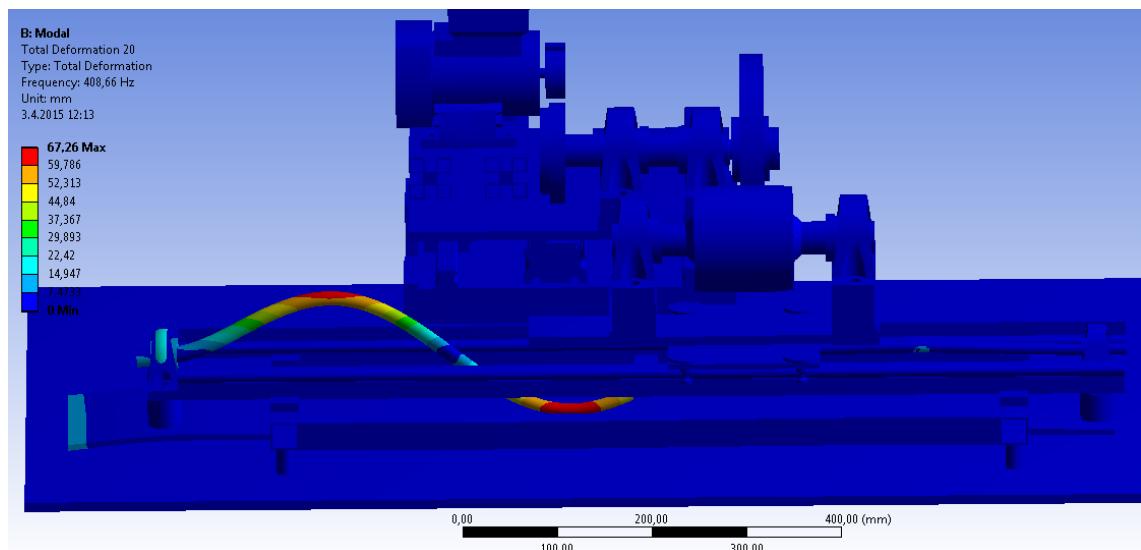
Mali 1: ominaismuoto 17



Malli1: ominaismuoto 18

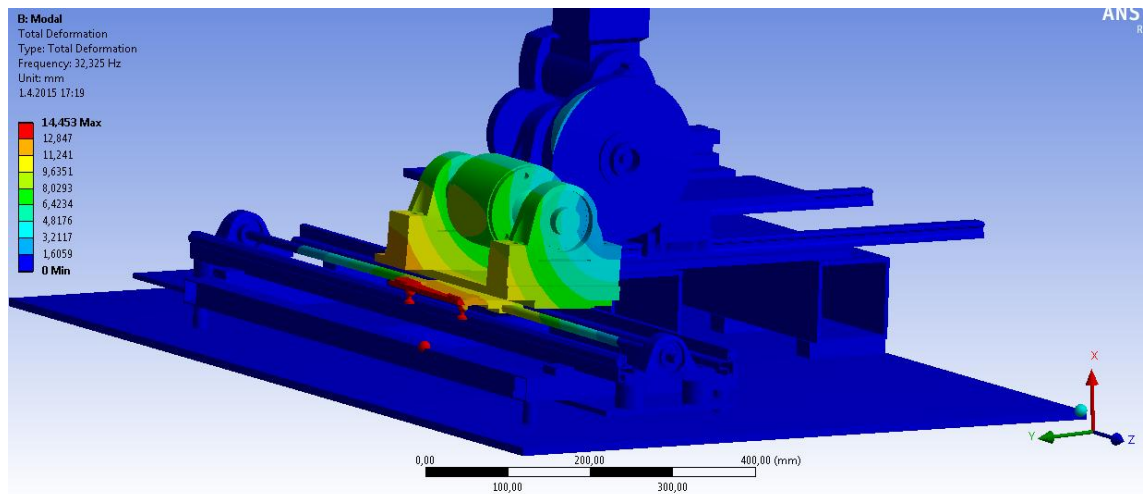


Malli 1: ominaismuoto 19

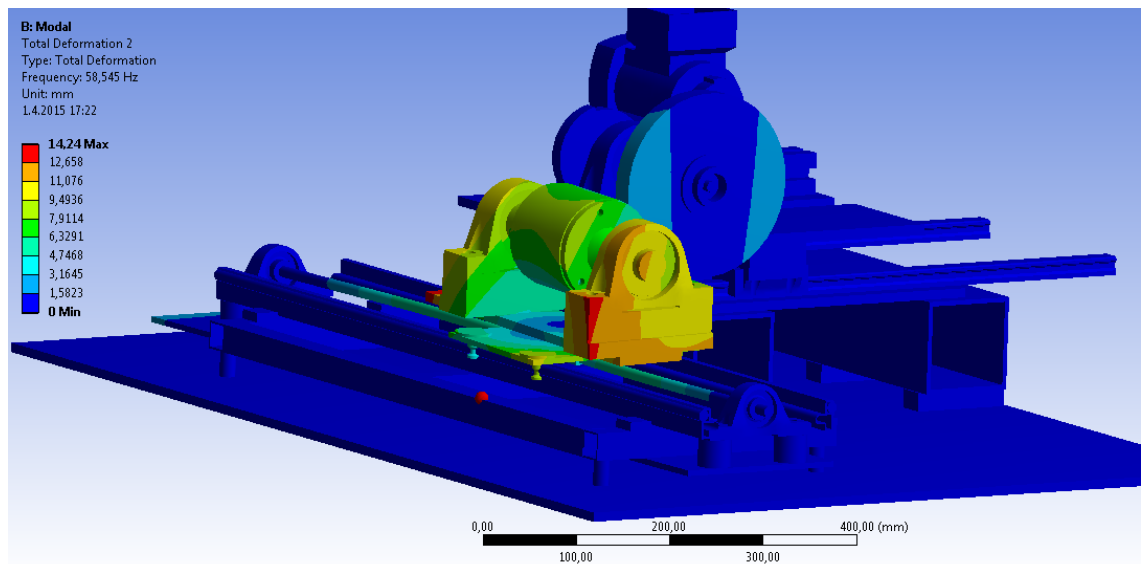


Malli 1: ominaismuoto 20

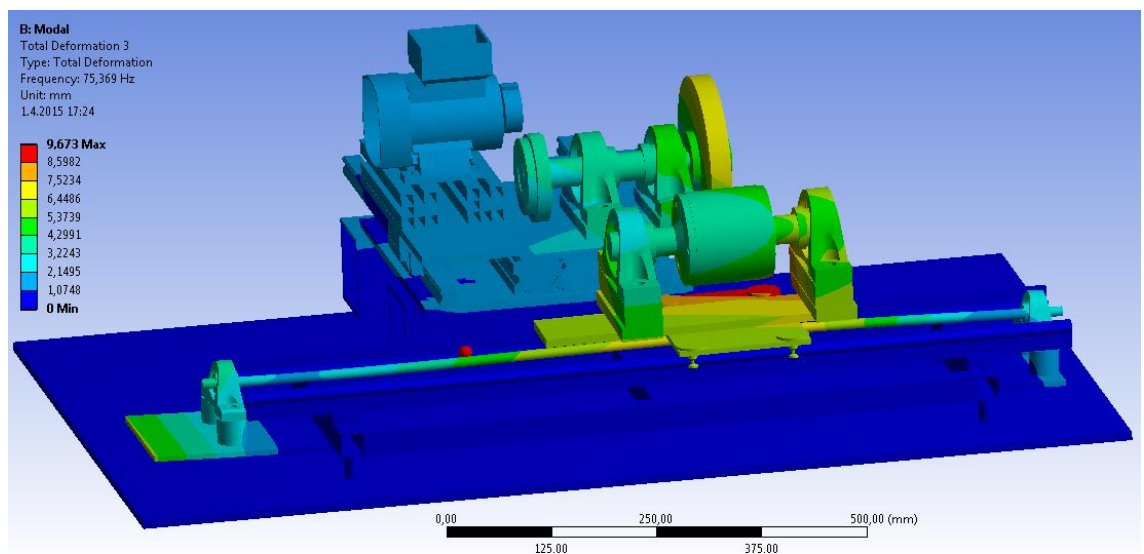
LIITE B: OMINAISMUODOT MALLI 2



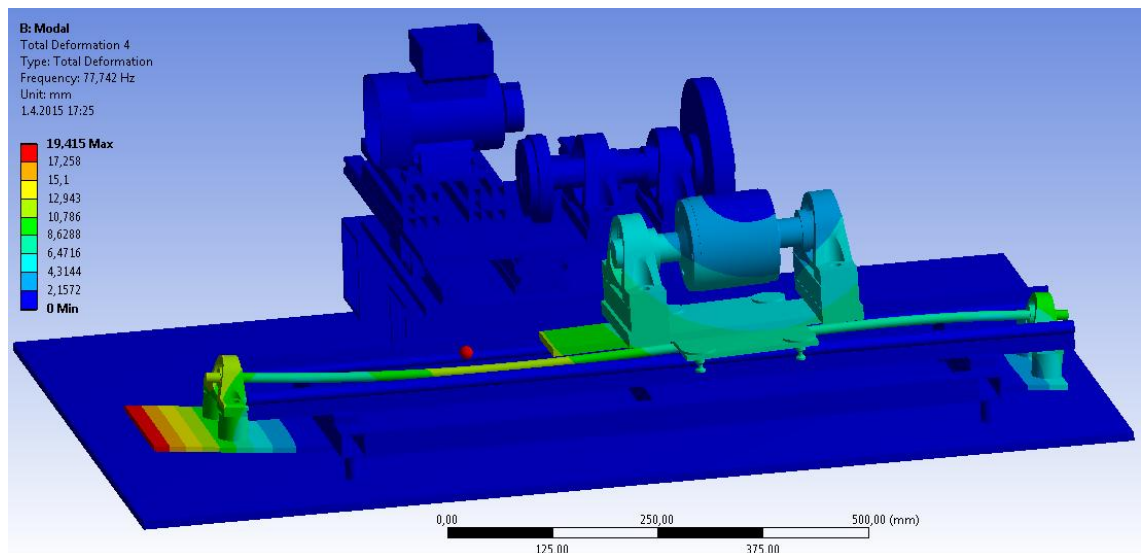
Malli 2: ominaismuoto 1



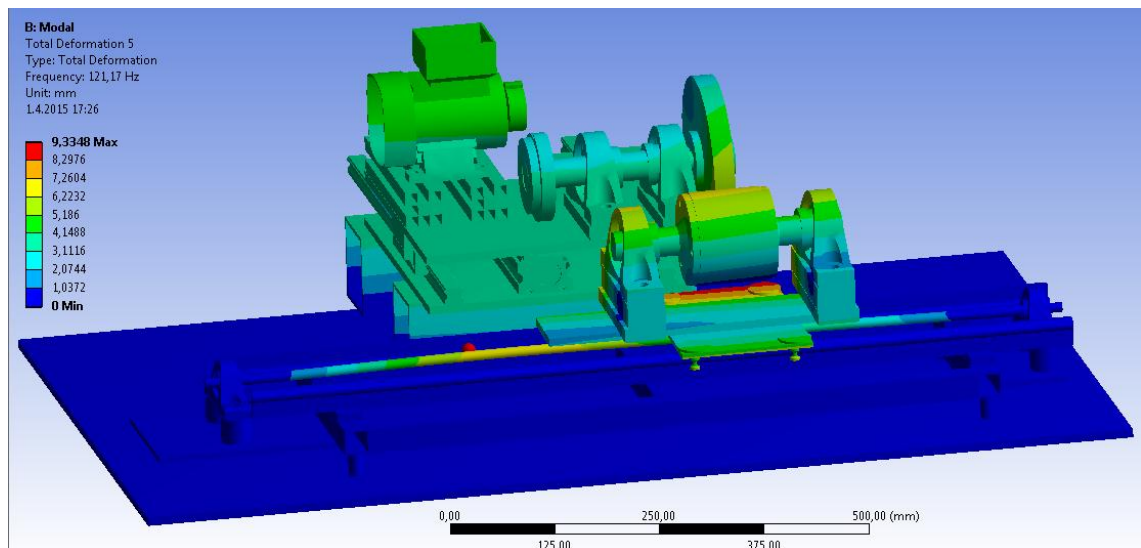
Malli 2: ominaismuoto 2



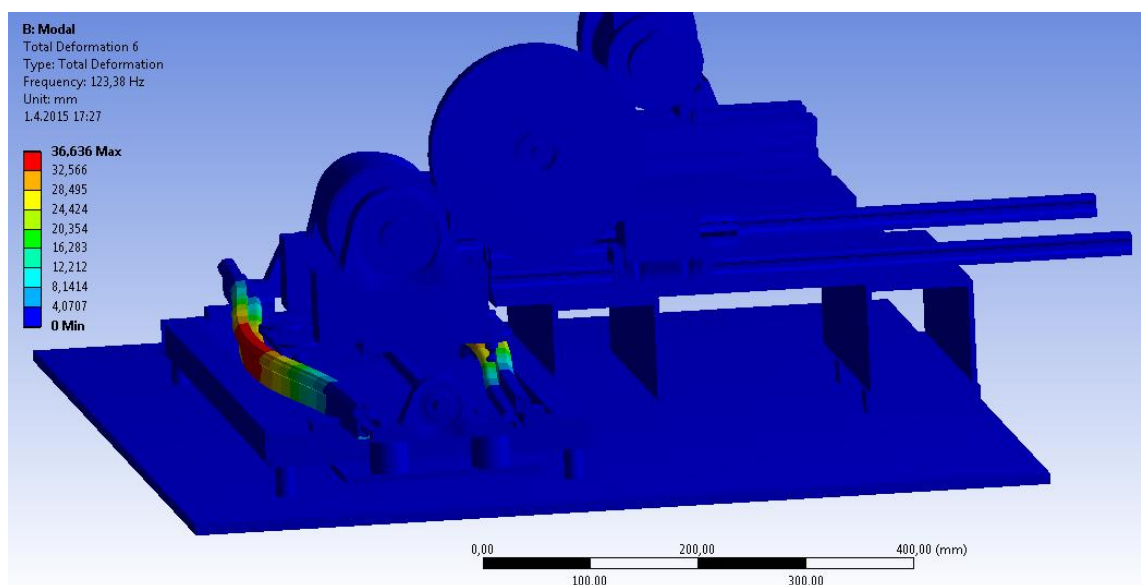
Malli 2: ominaismuoto 3



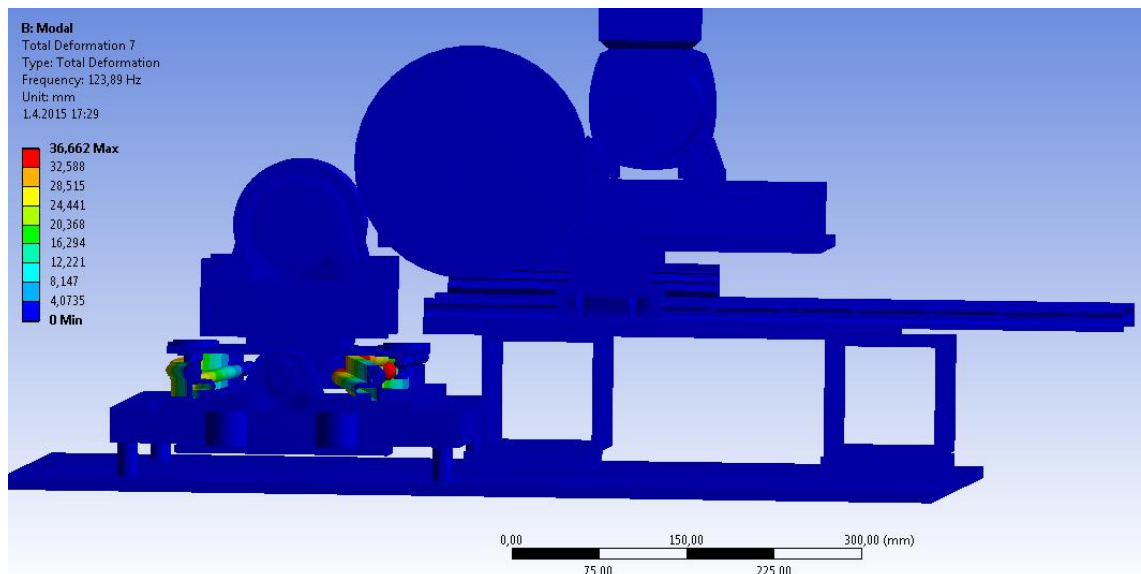
Malli 2: ominaismuoto 4



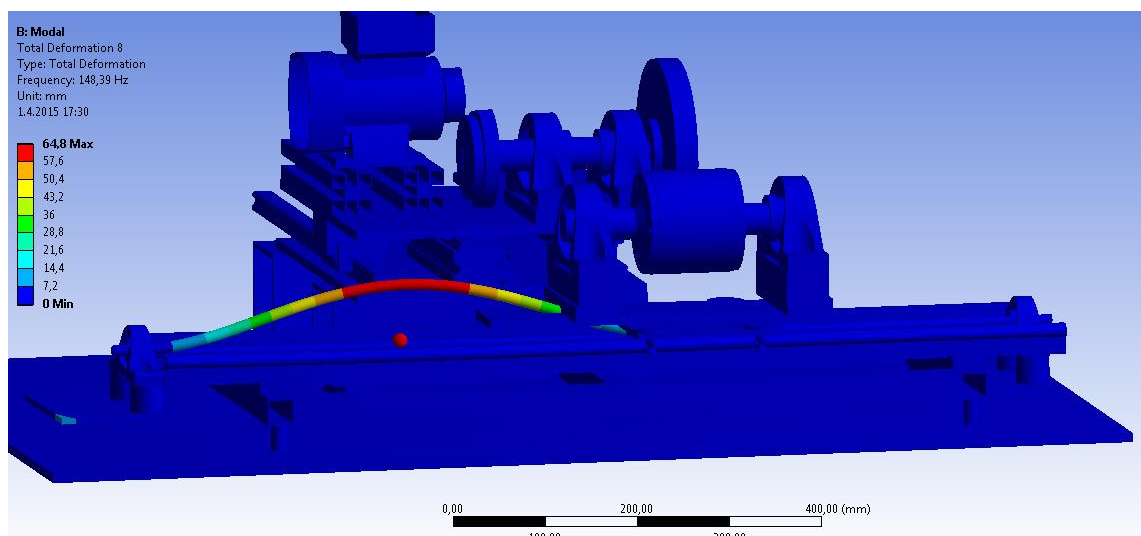
Malli 2: ominaismuoto 5



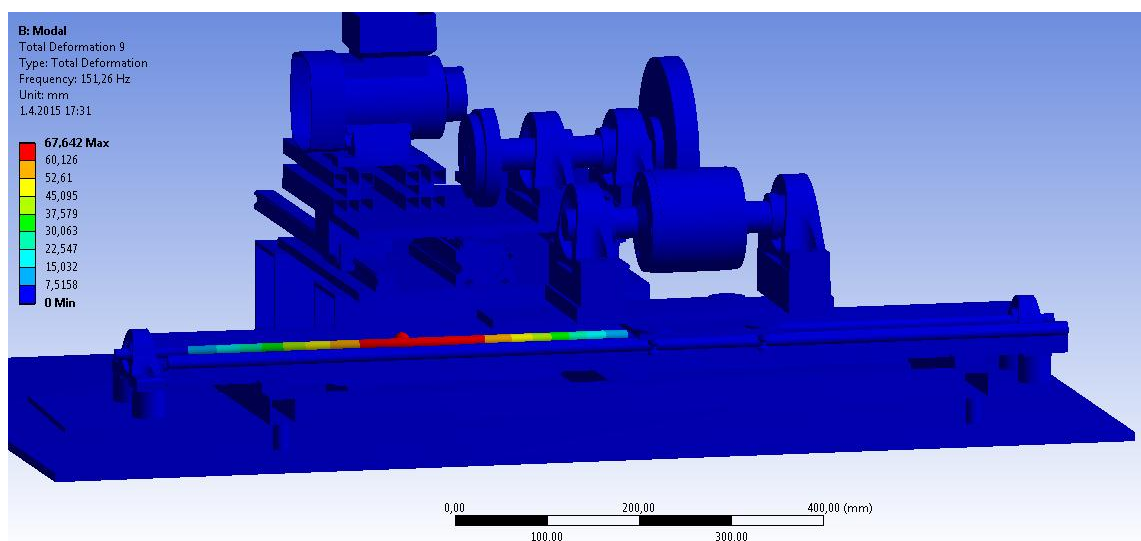
Malli 2: ominaismuoto 6



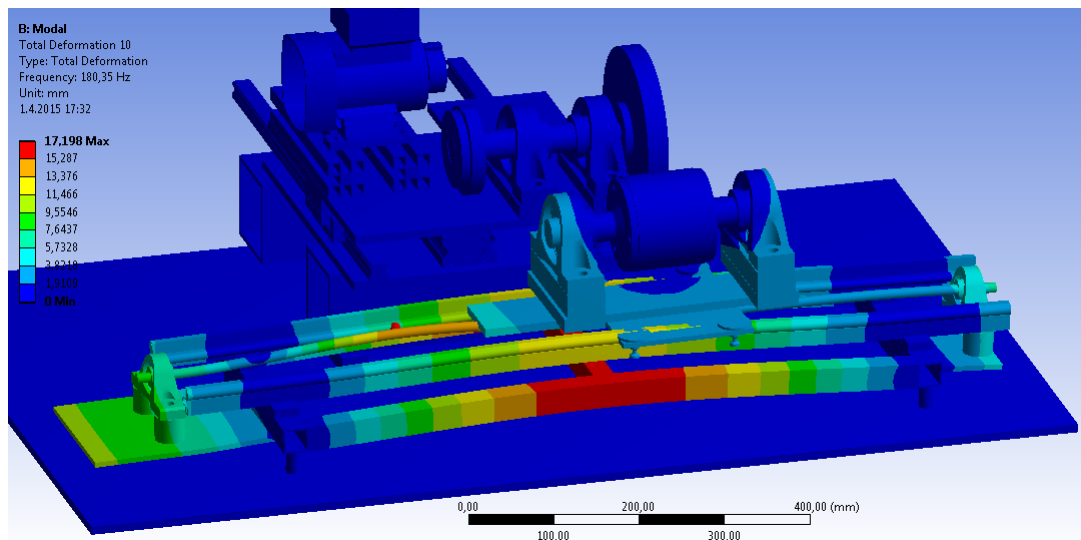
Malli 2: ominaismuoto 7



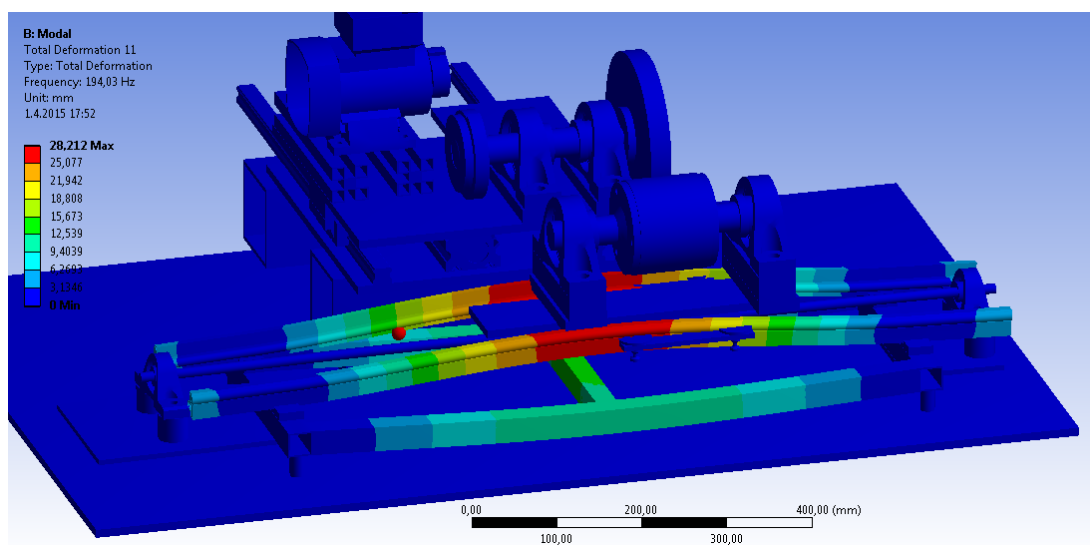
Malli 2: ominaismuoto 8



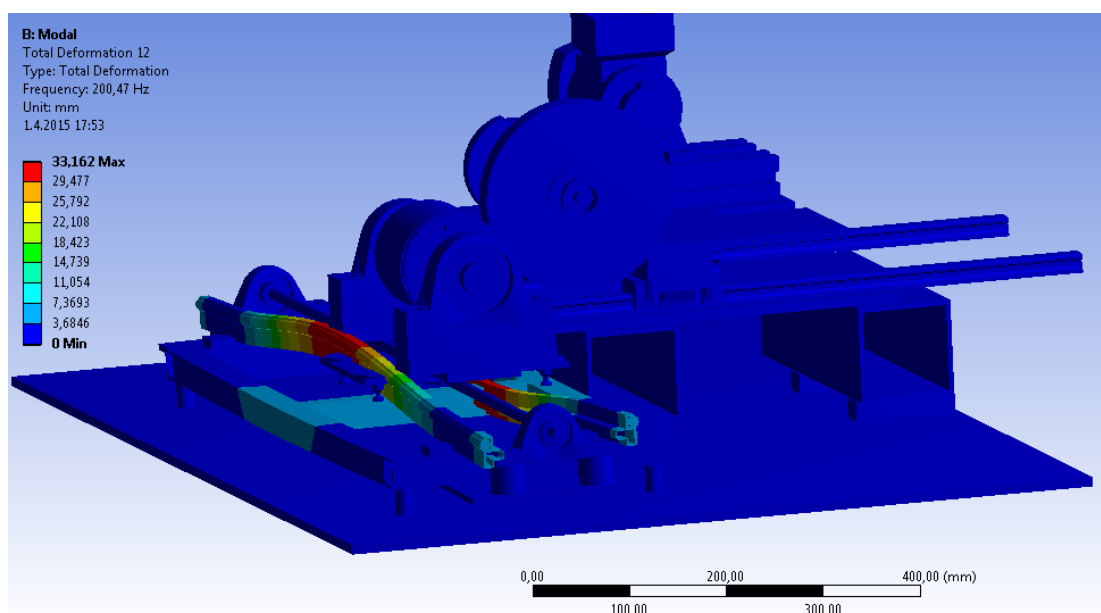
Malli 2: ominaismuoto 9



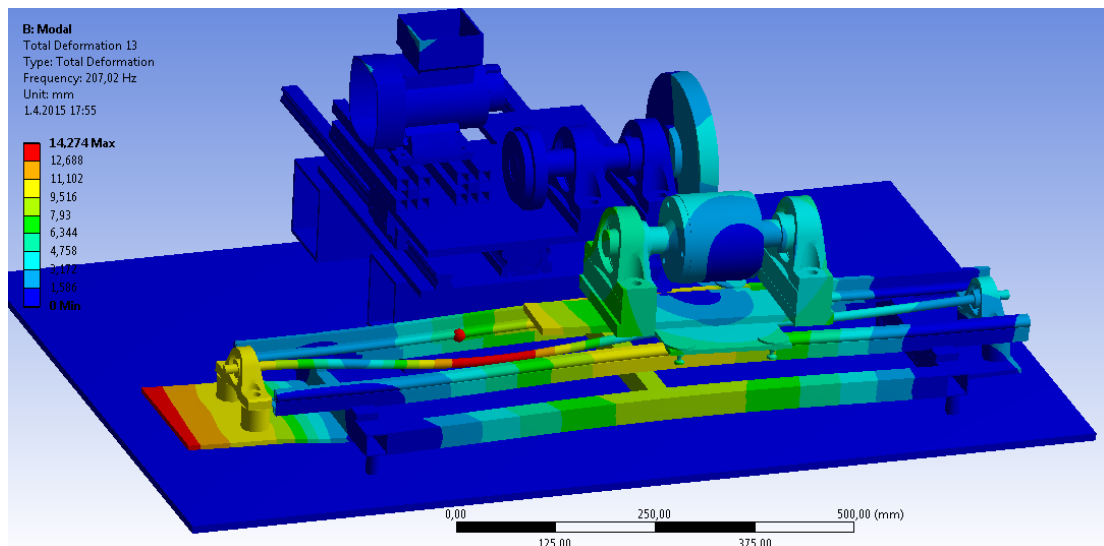
Malli 2: ominaismuoto 10



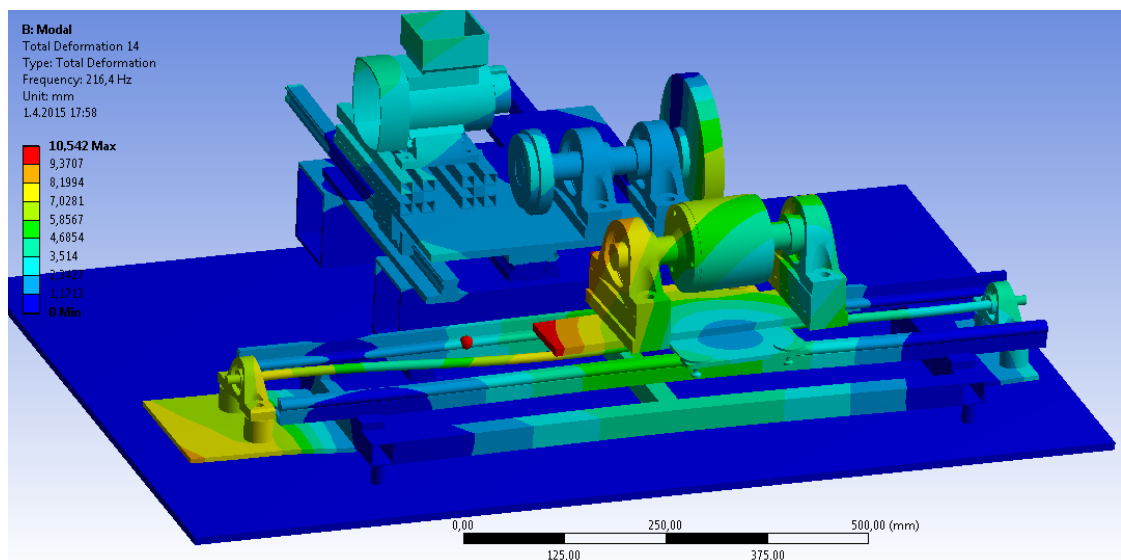
Malli 2: ominaismuoto 11



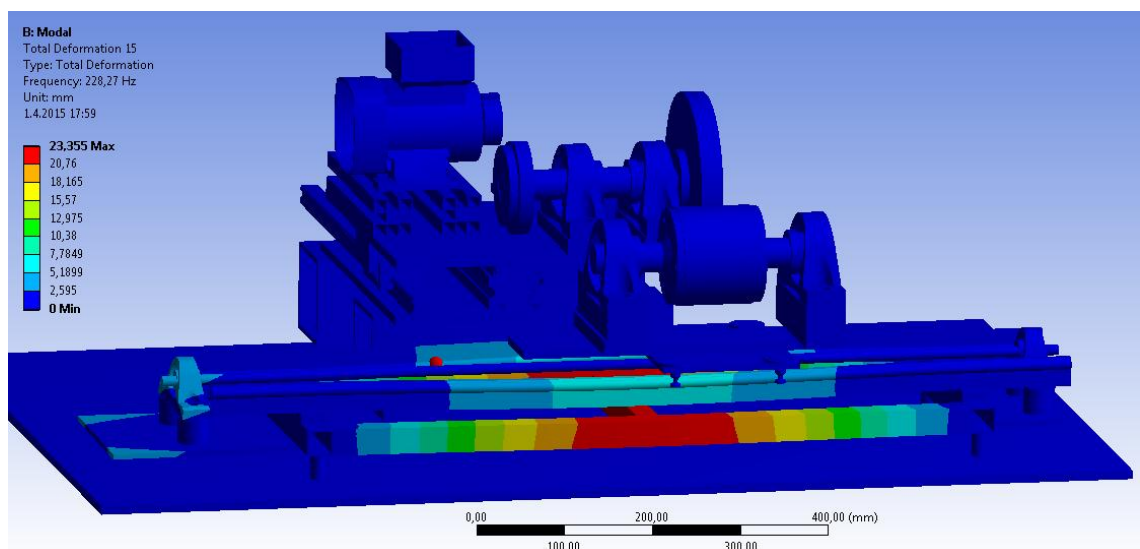
Malli 2: ominaismuoto 12



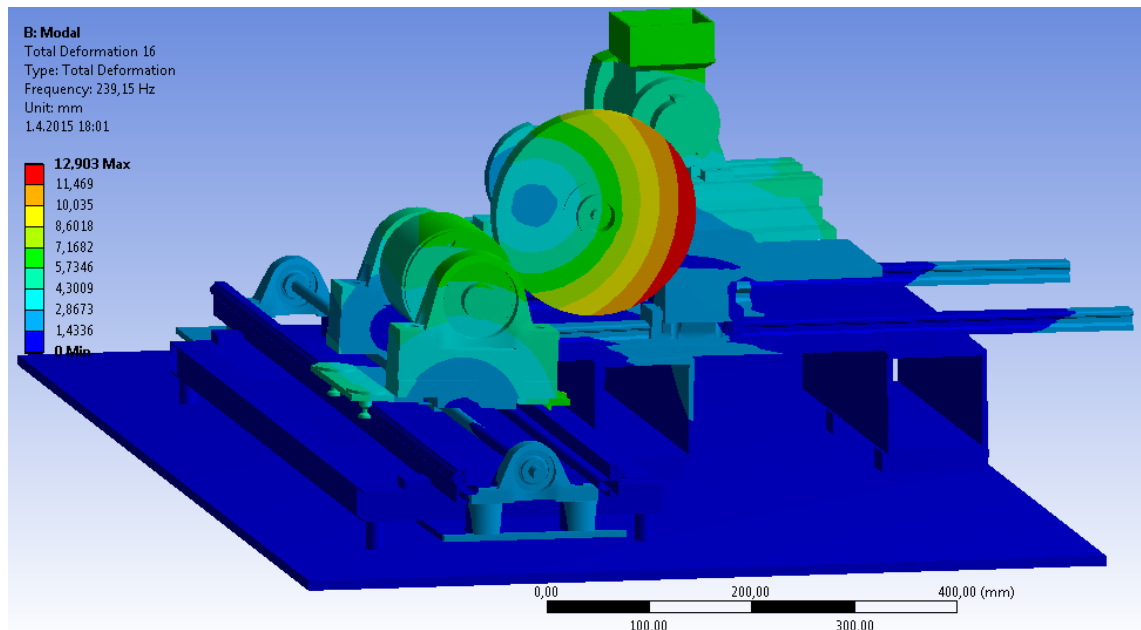
Malli 2: ominaismuoto 13



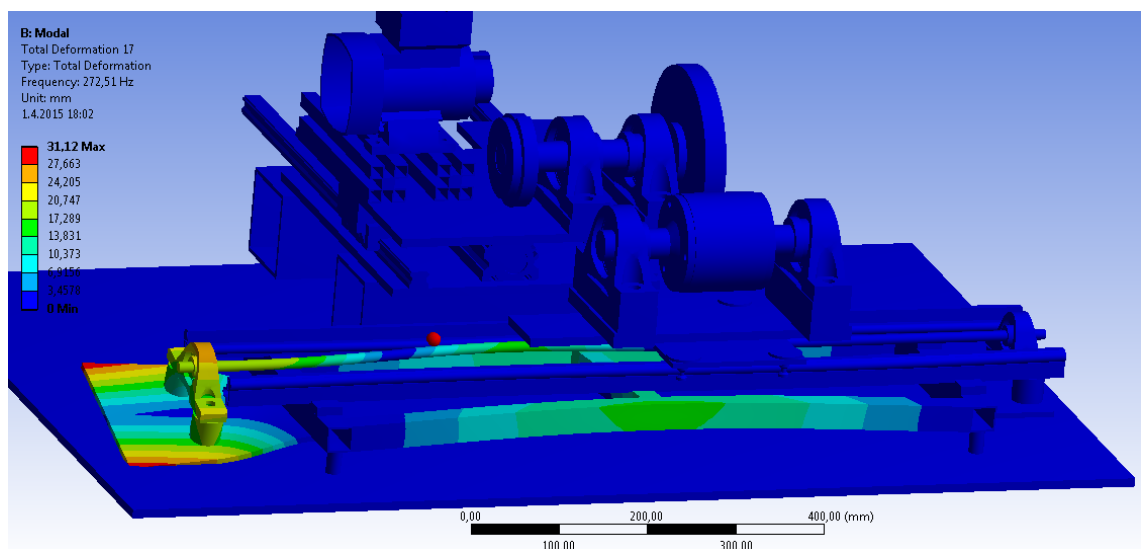
Malli 2: ominaismuoto 14



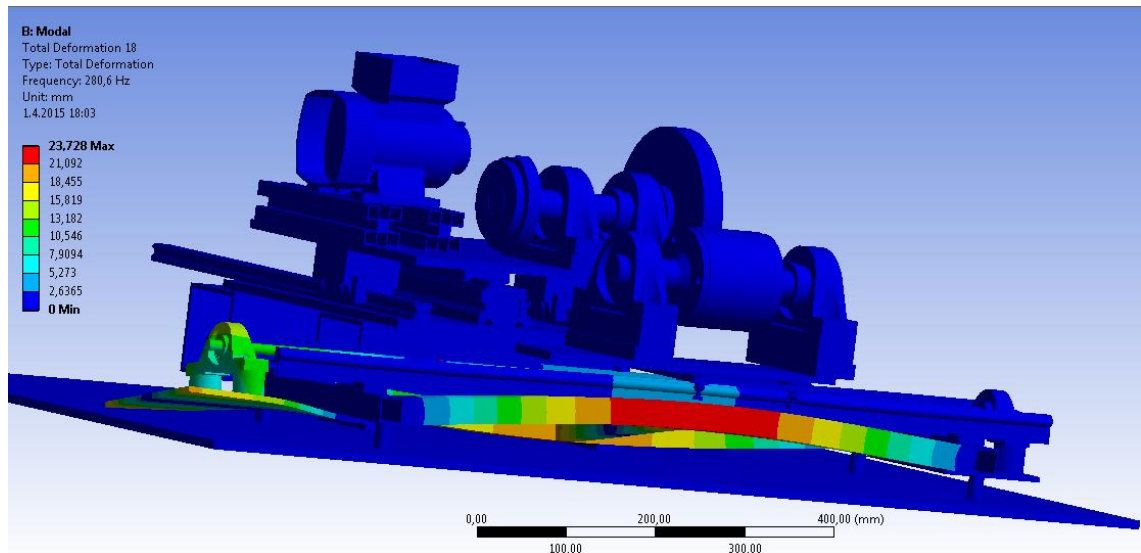
Malli 2: ominaismuoto 15



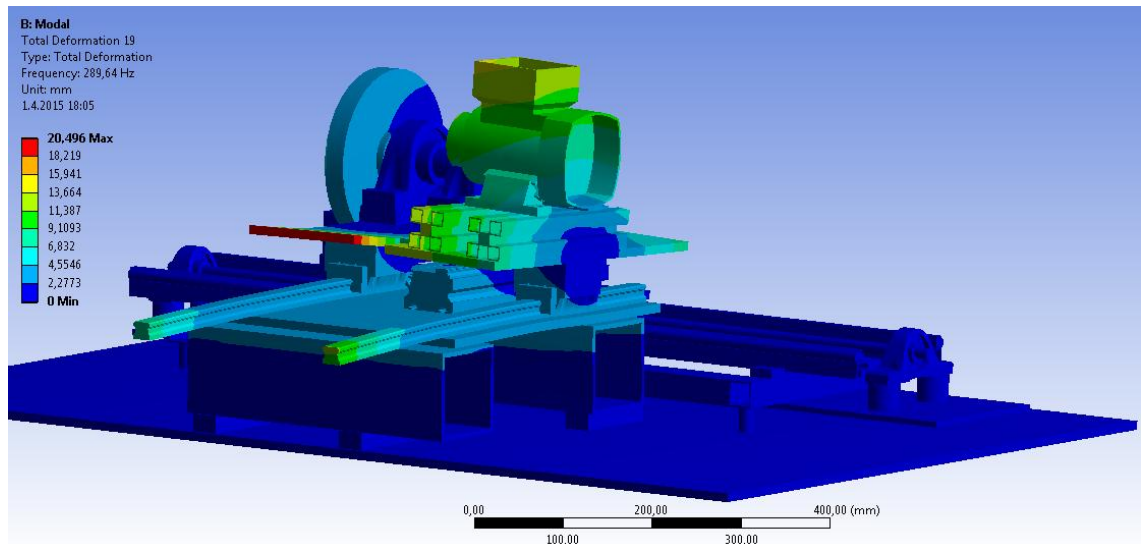
Malli 2: ominaismuoto 16



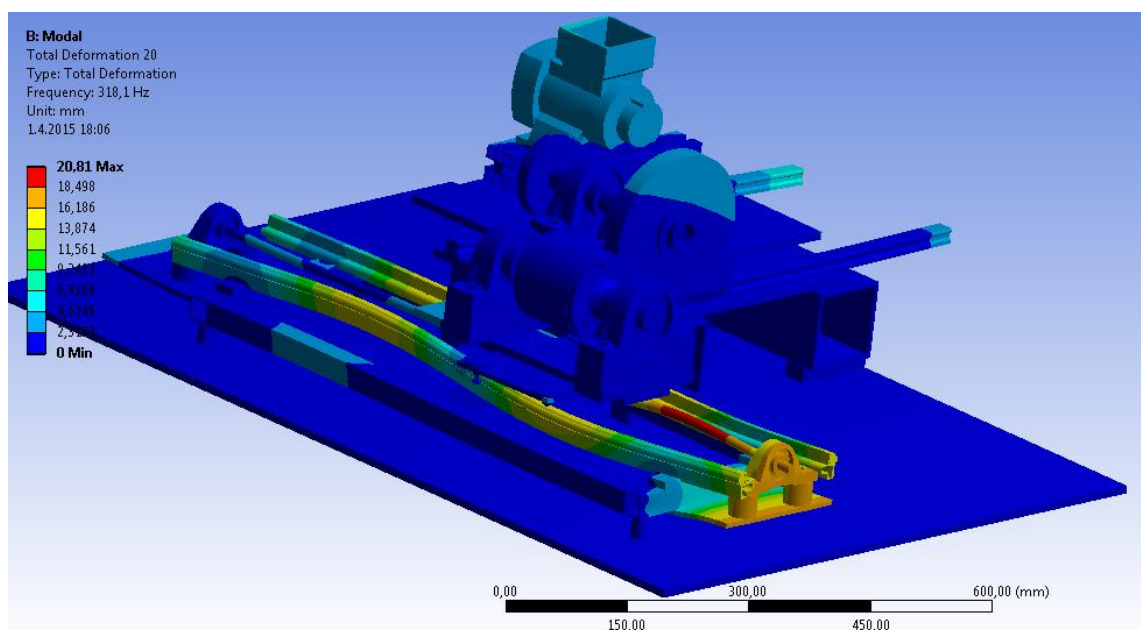
Malli 2: ominaismuoto17



Malli 2: ominaismuoto 18

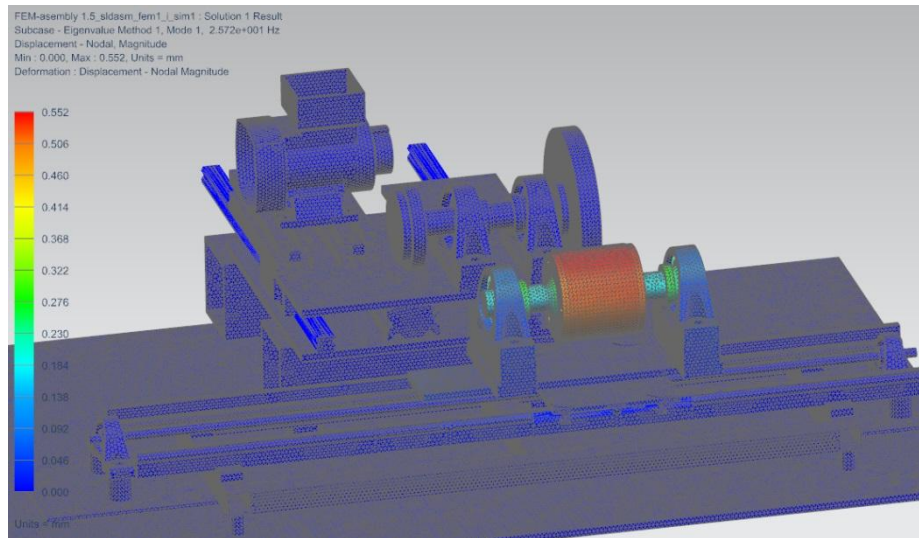


Malli 2: ominaismuoto 19

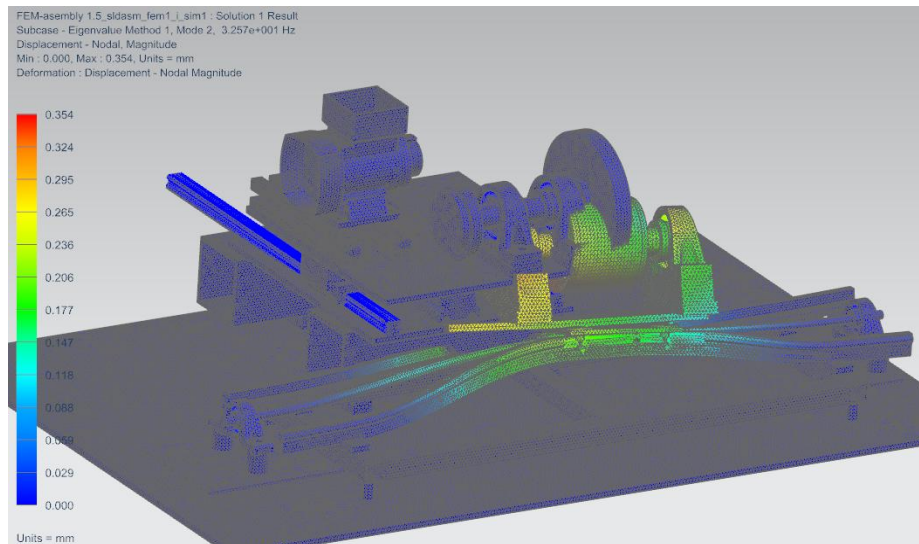


Malli 2: ominaismuoto 20

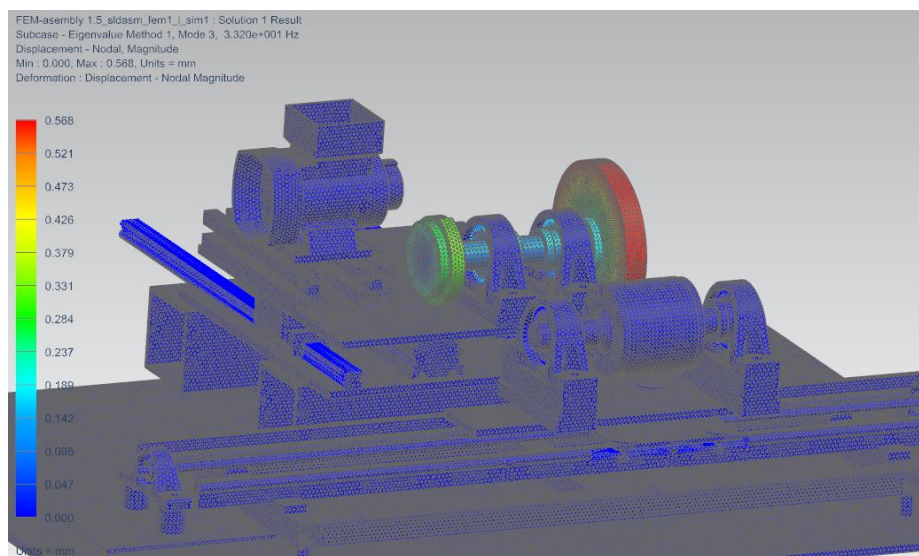
LIITE C: OMINAISMUODOT MALLI 4



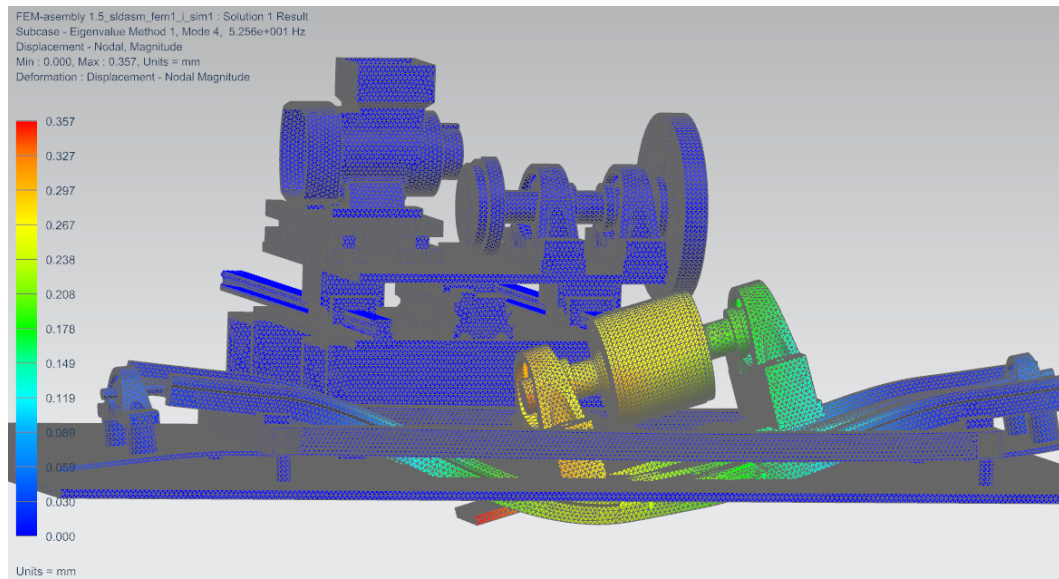
Malli 3: ominaismuoto 1



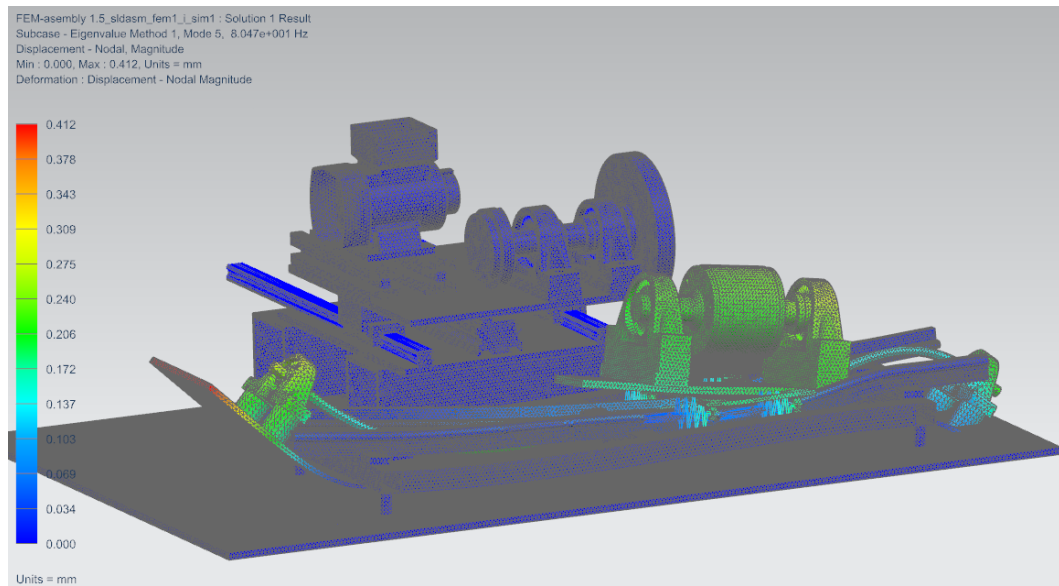
Malli 3: ominaismuoto 2



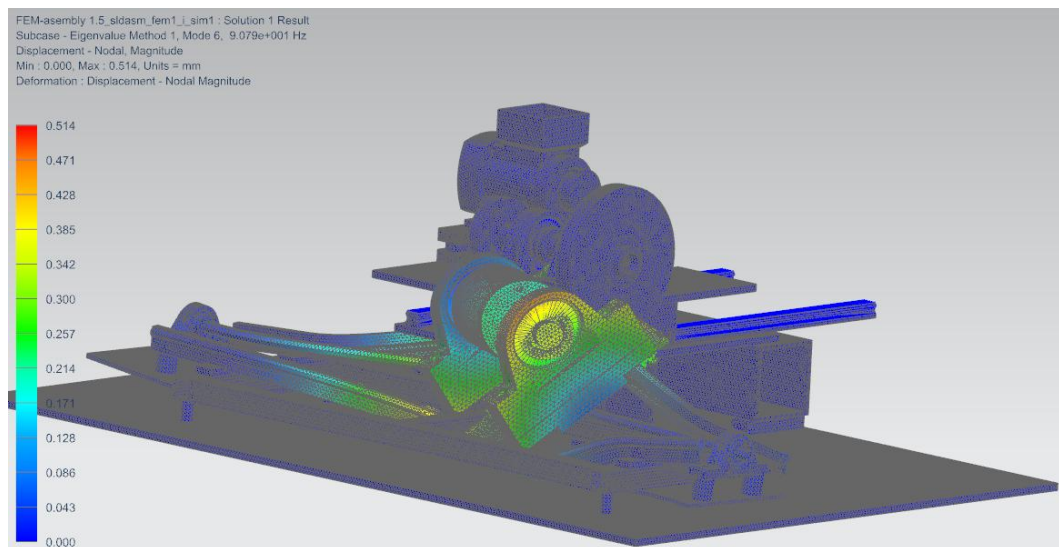
Malli 3: ominaismuoto 3



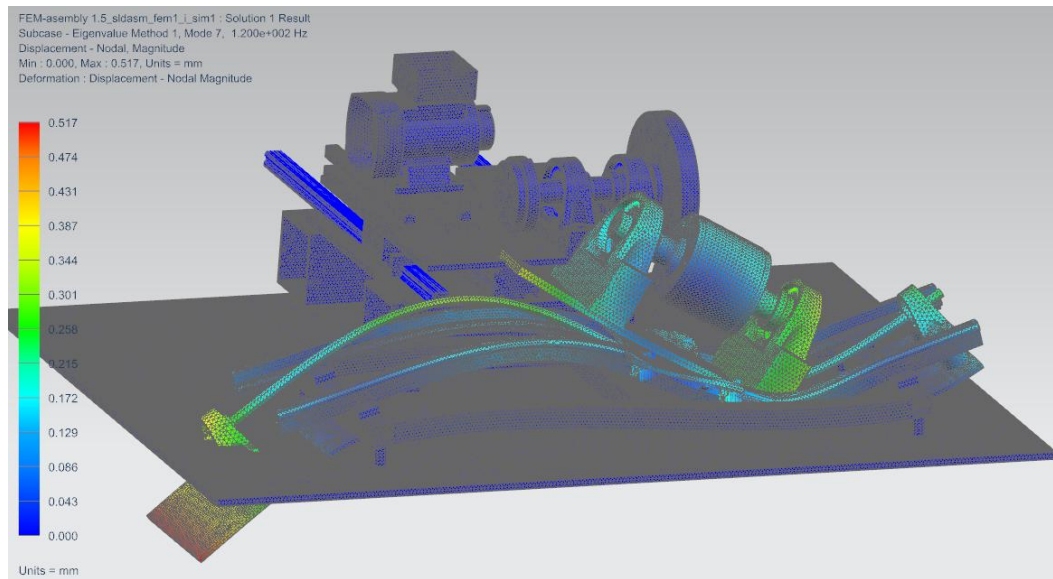
Malli 3: ominaismuoto 4



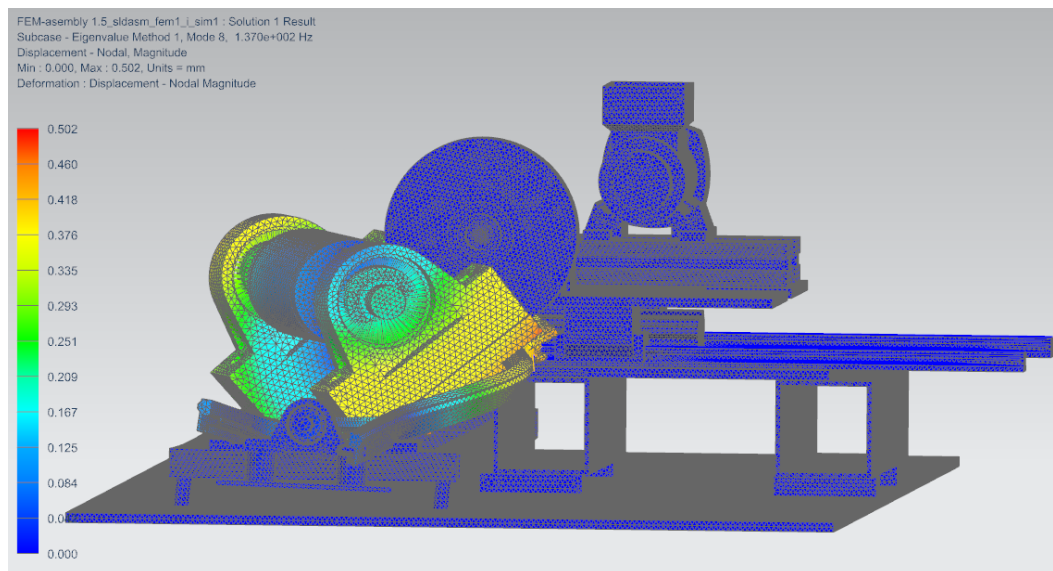
Malli 3: ominaismuoto 5



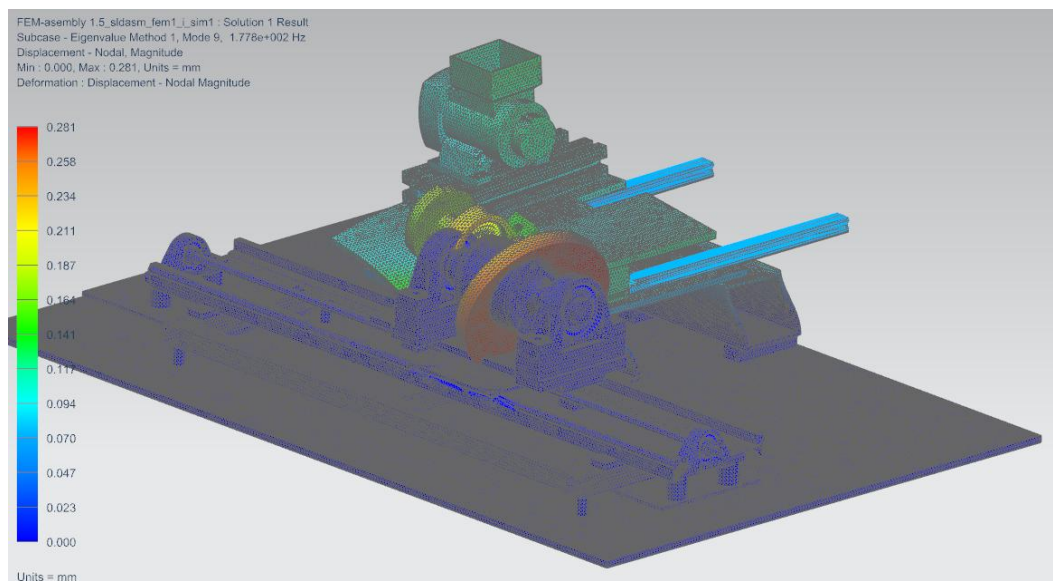
Malli 3: ominaismuoto 6



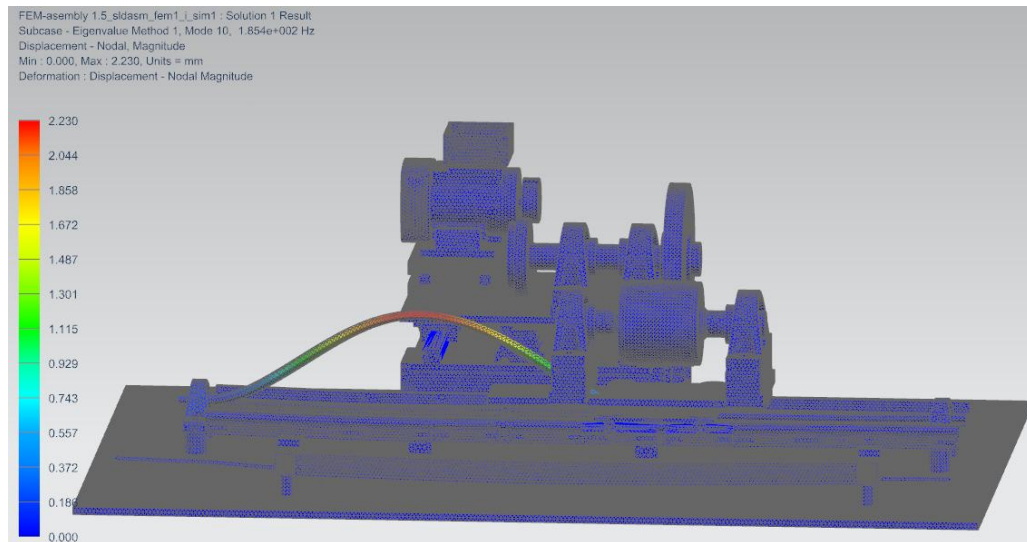
Malli 3: ominaismuoto 7



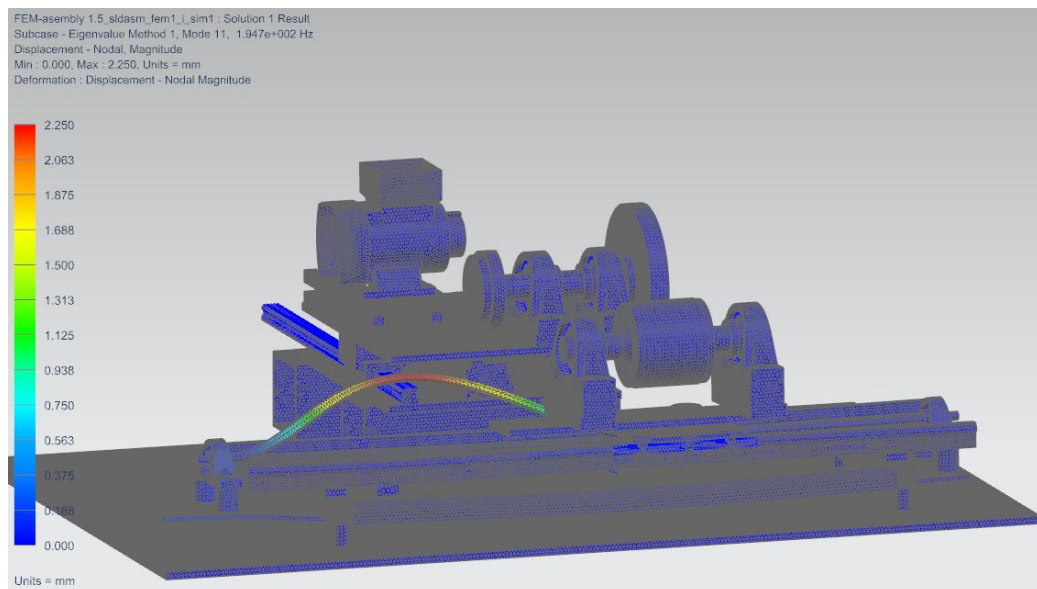
Malli 3: ominaismuoto 8



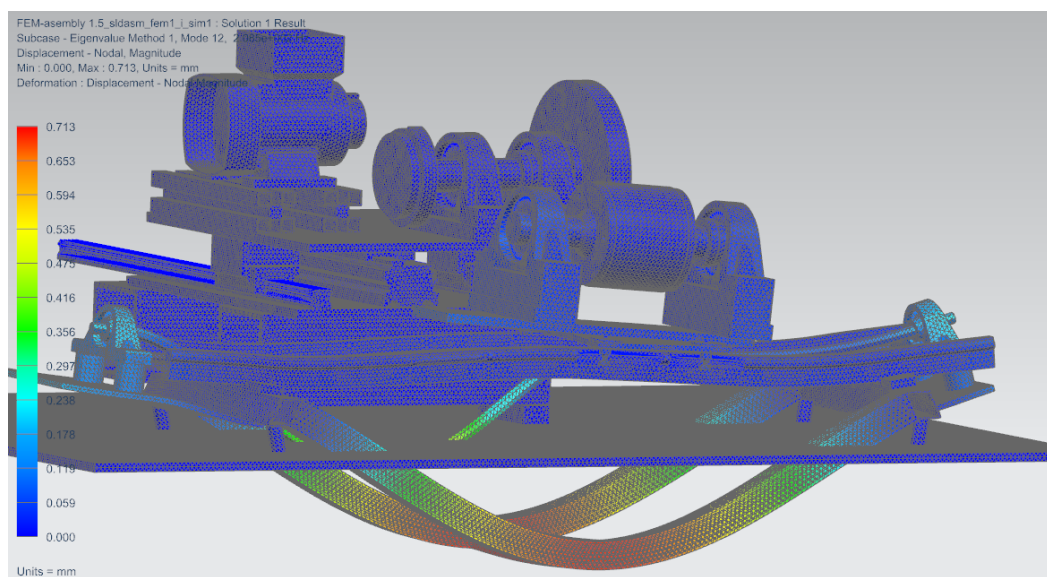
Malli 3: ominaismuoto 9



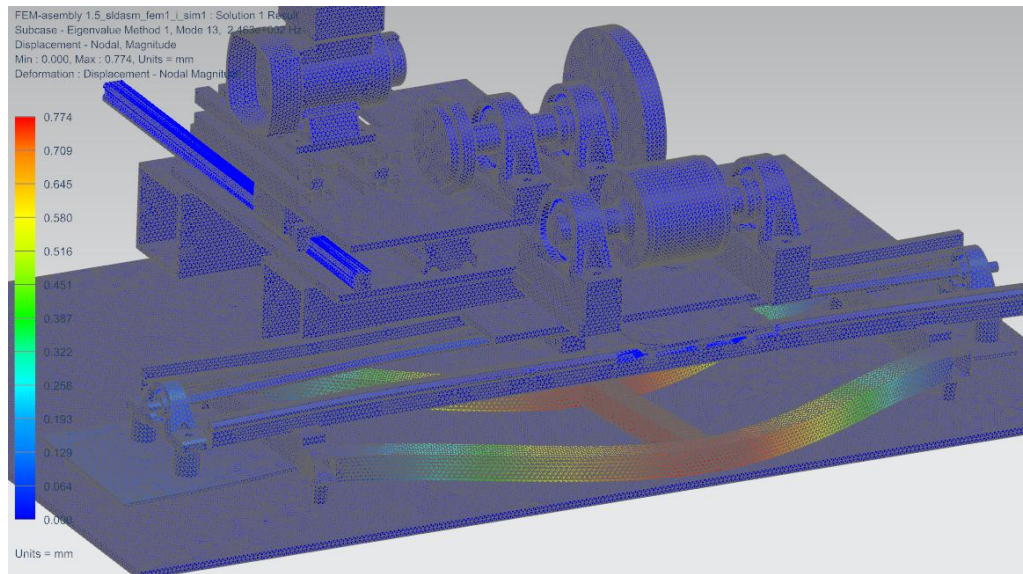
Malli 3: ominaismuoto 10



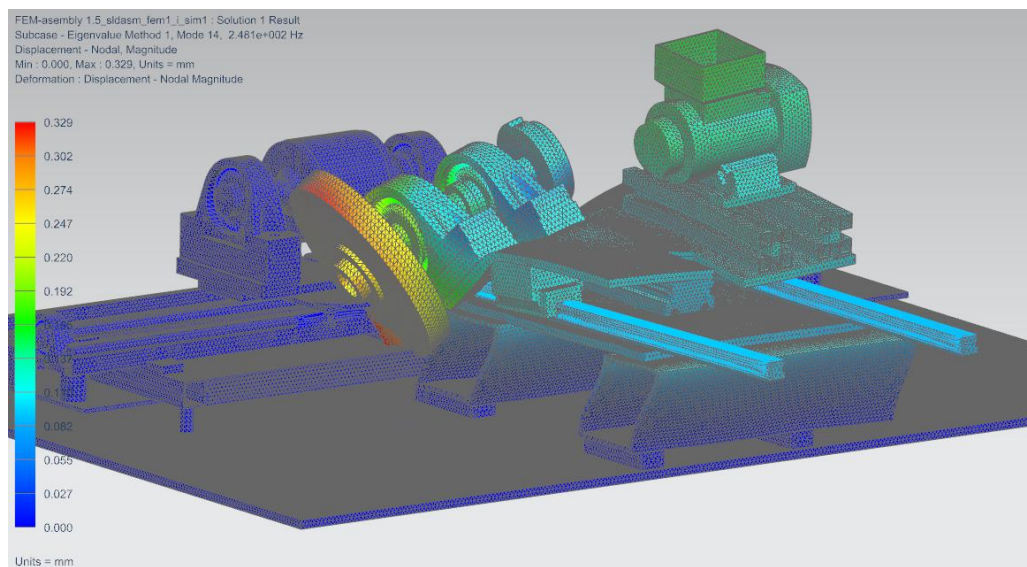
Malli 3: ominaismuoto 11



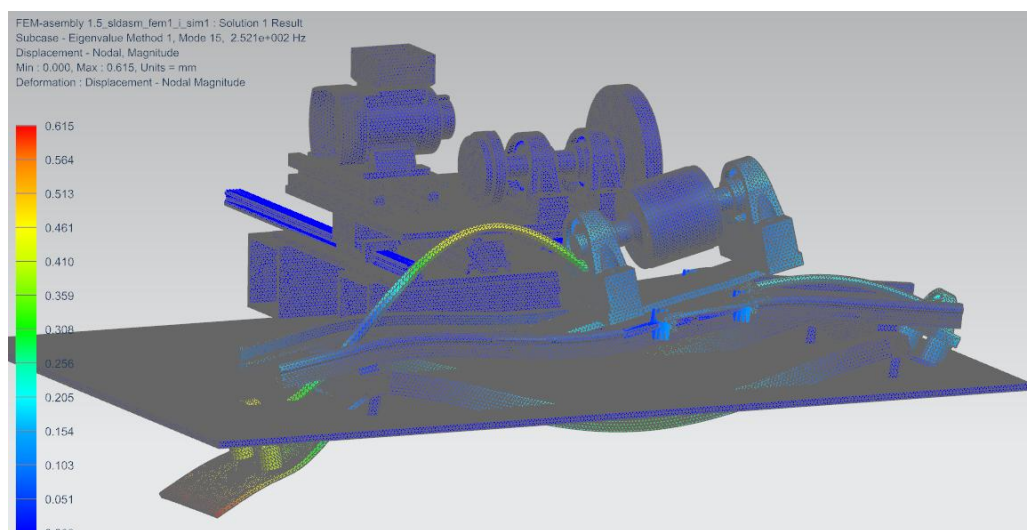
Malli 3: ominaismuoto 12



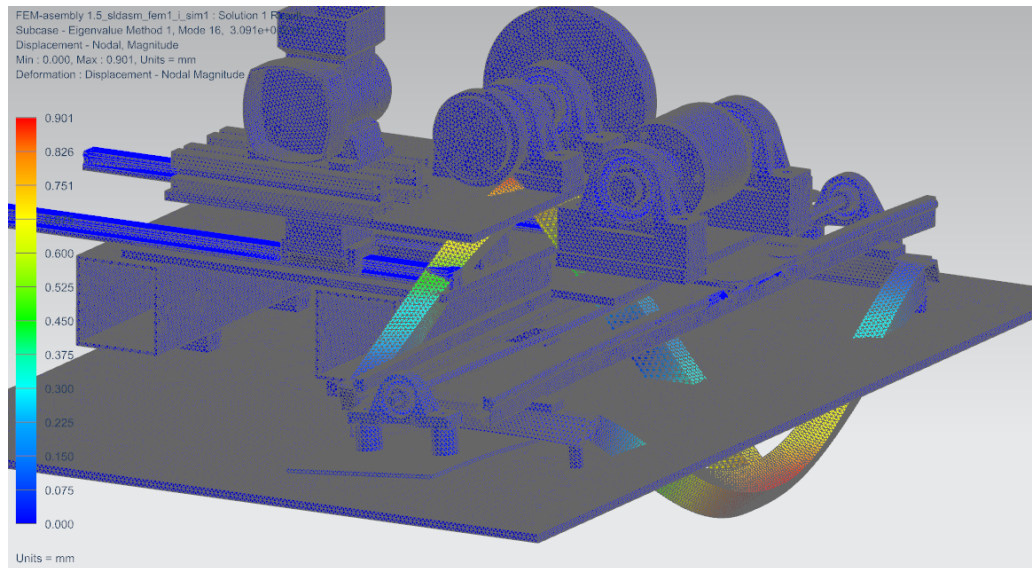
Malli 3: ominaismuoto 13



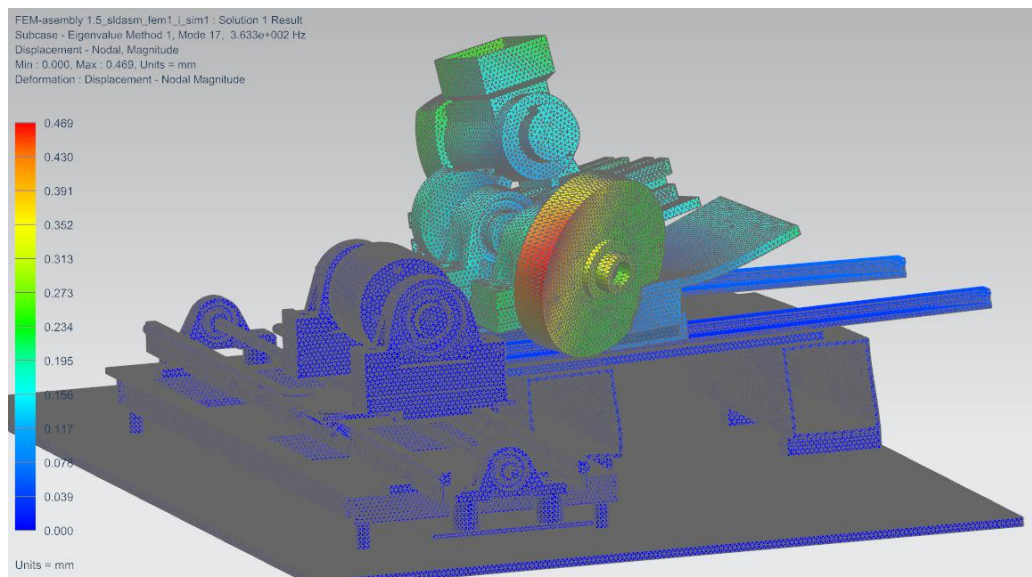
Malli 3: ominaismuoto 14



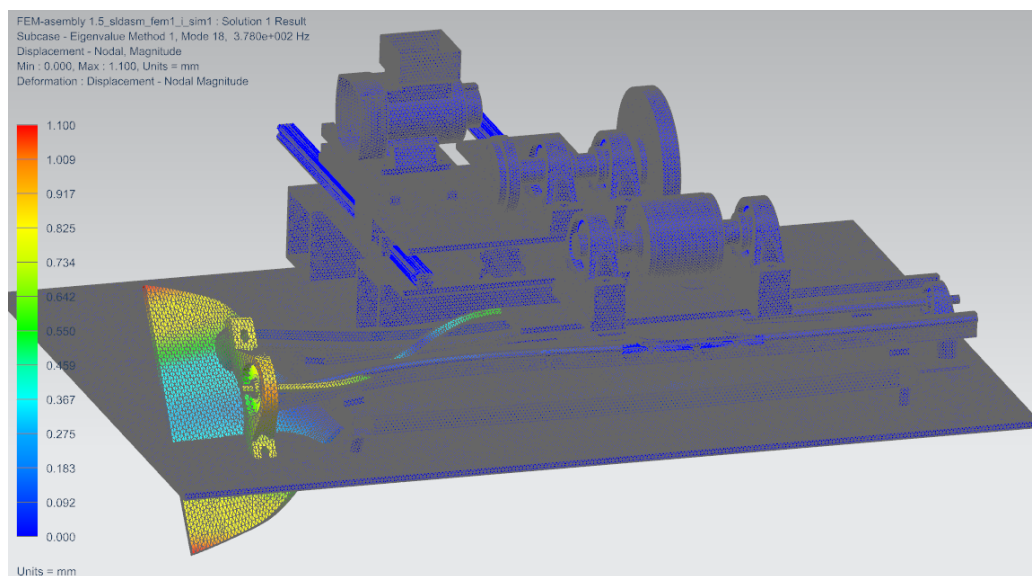
Malli 3: ominaismuoto 15



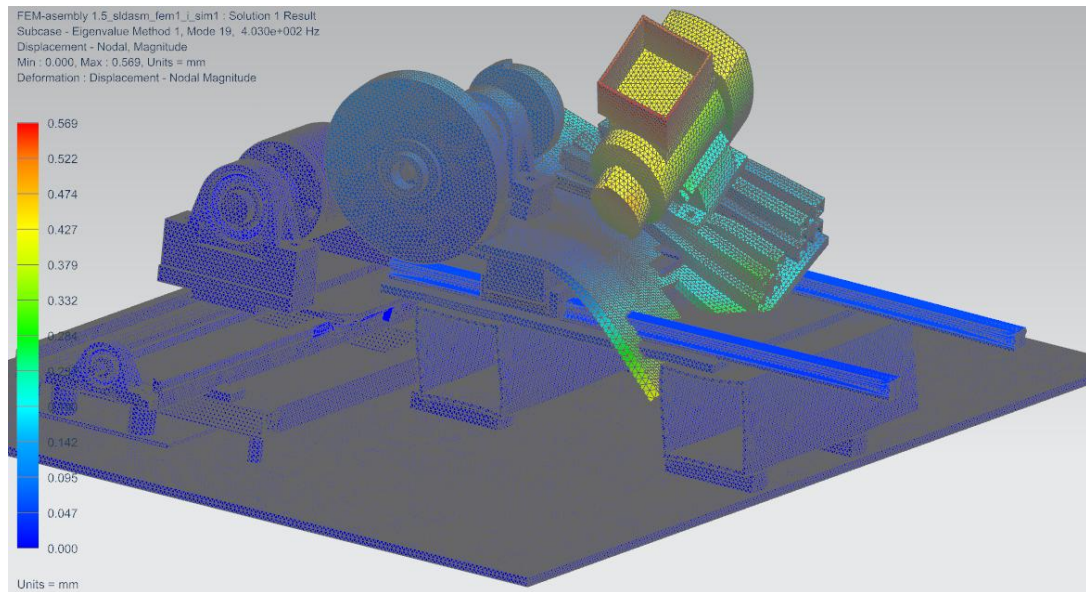
Malli 3: ominaismuoto 16



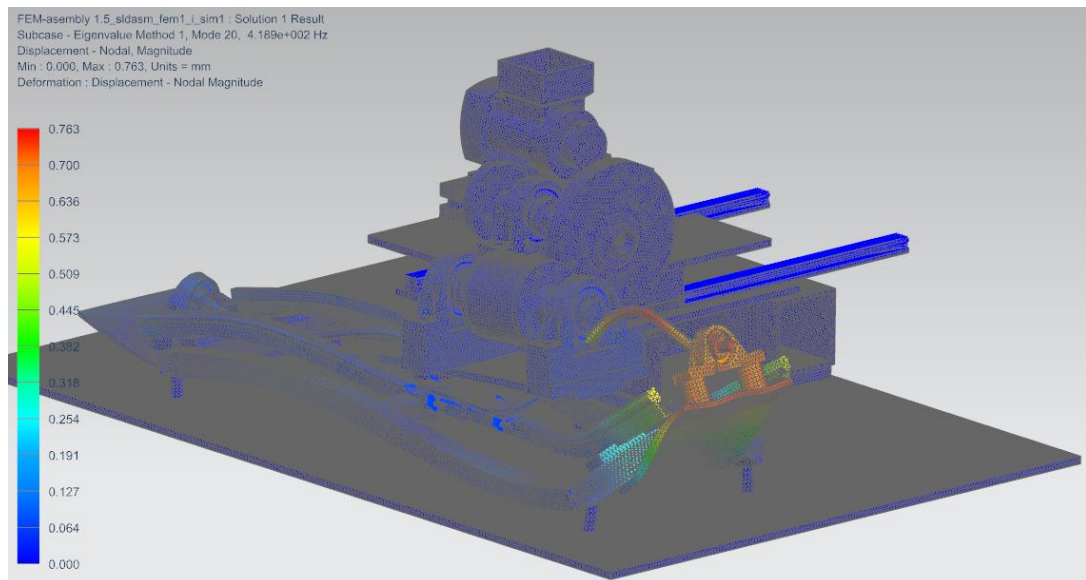
Malli 3: ominaismuoto 17



Malli 3: ominaismuoto 18

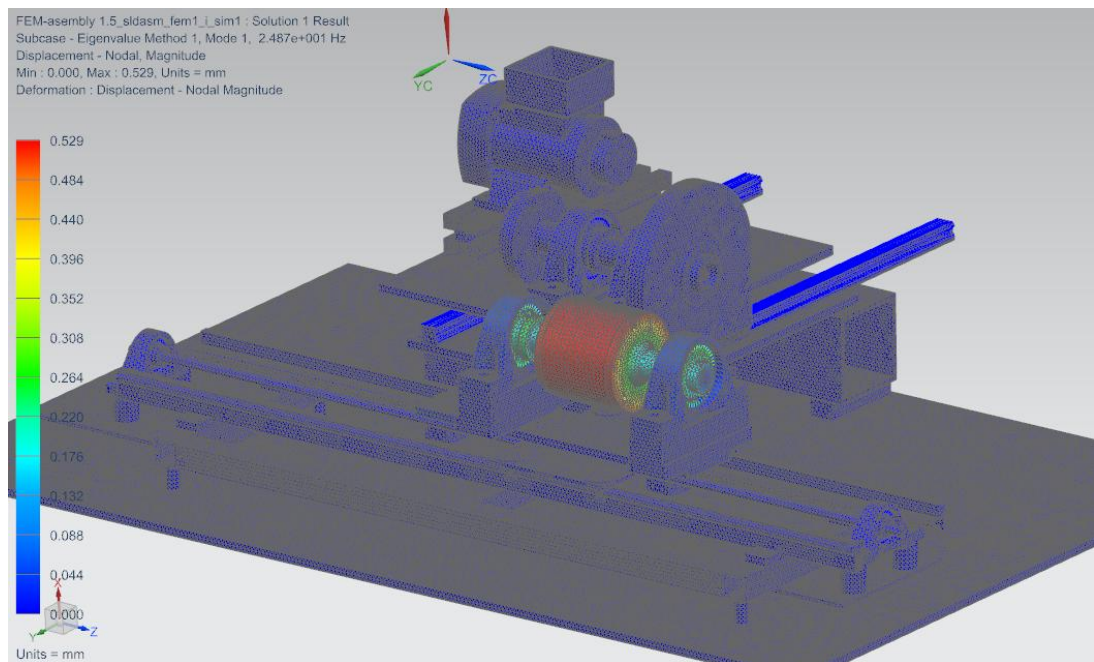


Malli 3: ominaismuoto 19

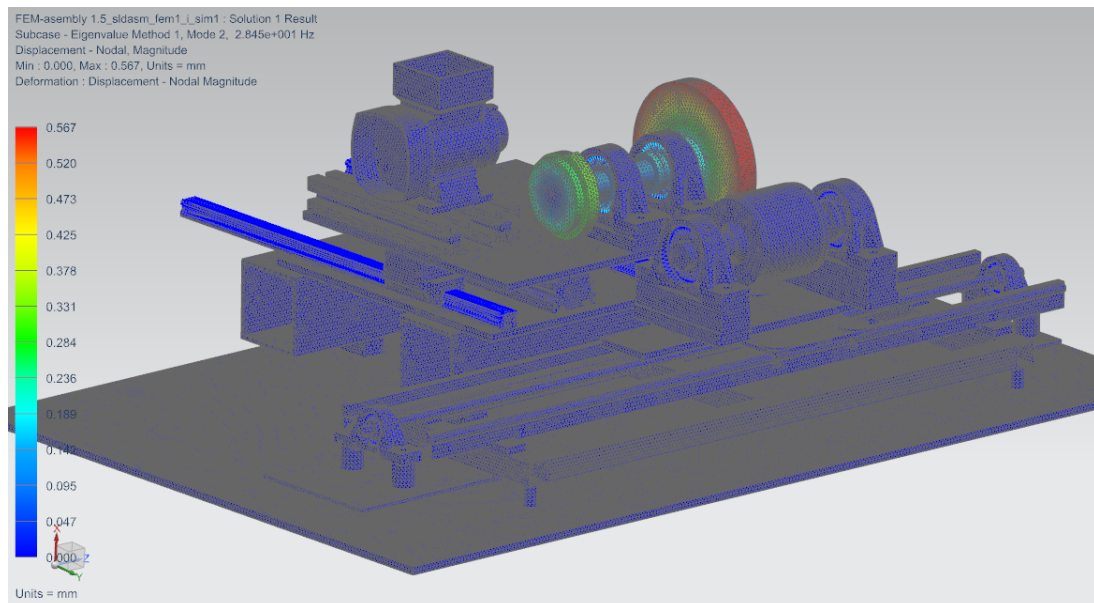


Malli 3: ominaismuoto 20

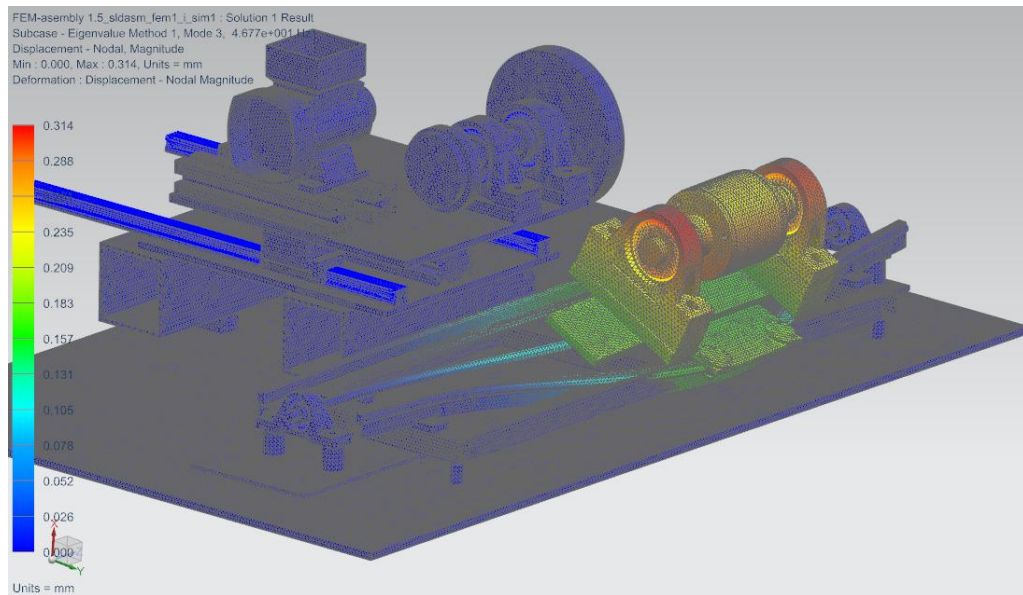
LIITE D: OMINAISMUODOT MALLI 4



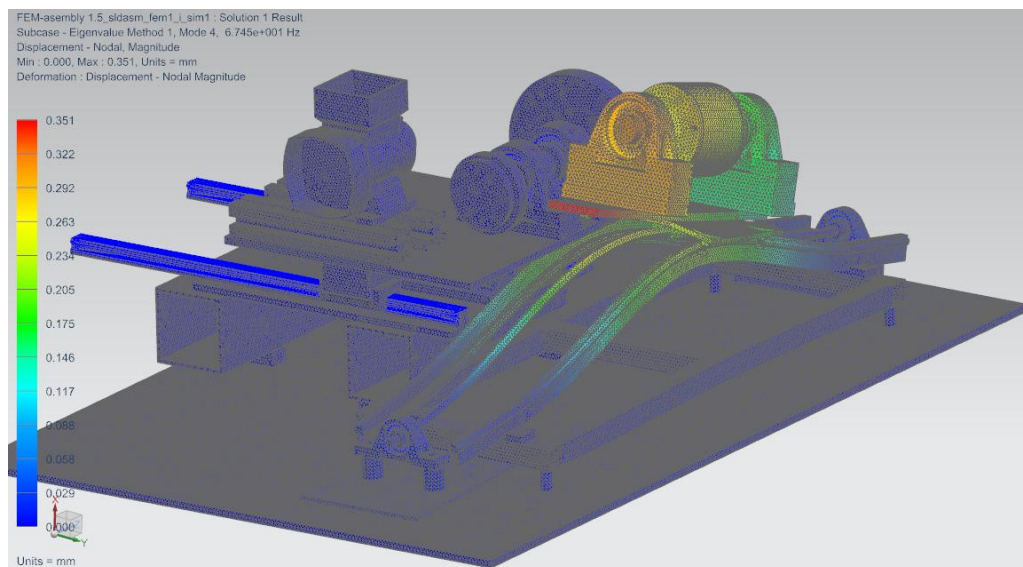
Malli 4: ominaismuoto 1



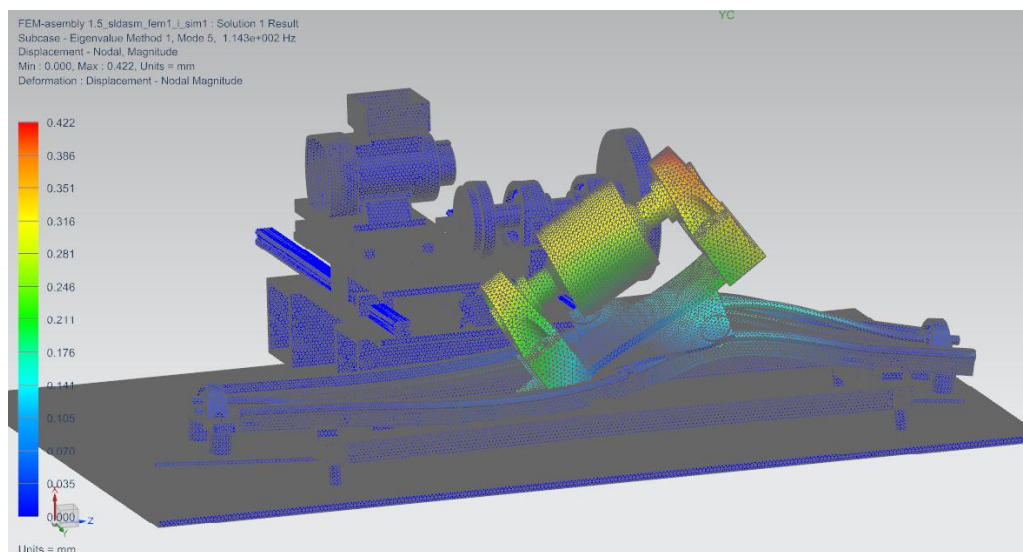
Malli 4: ominaismuoto 2



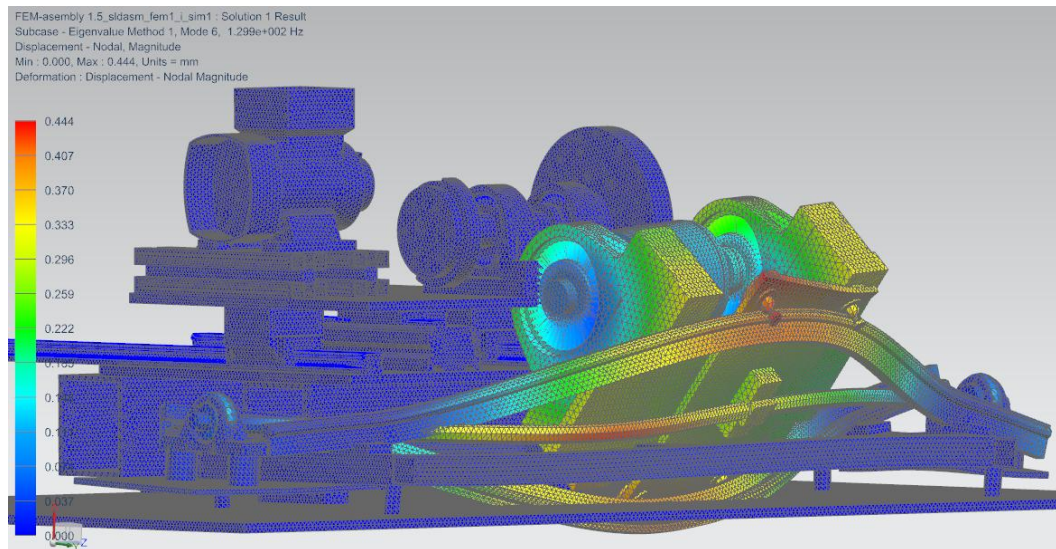
Malli 4: ominaismuoto 3



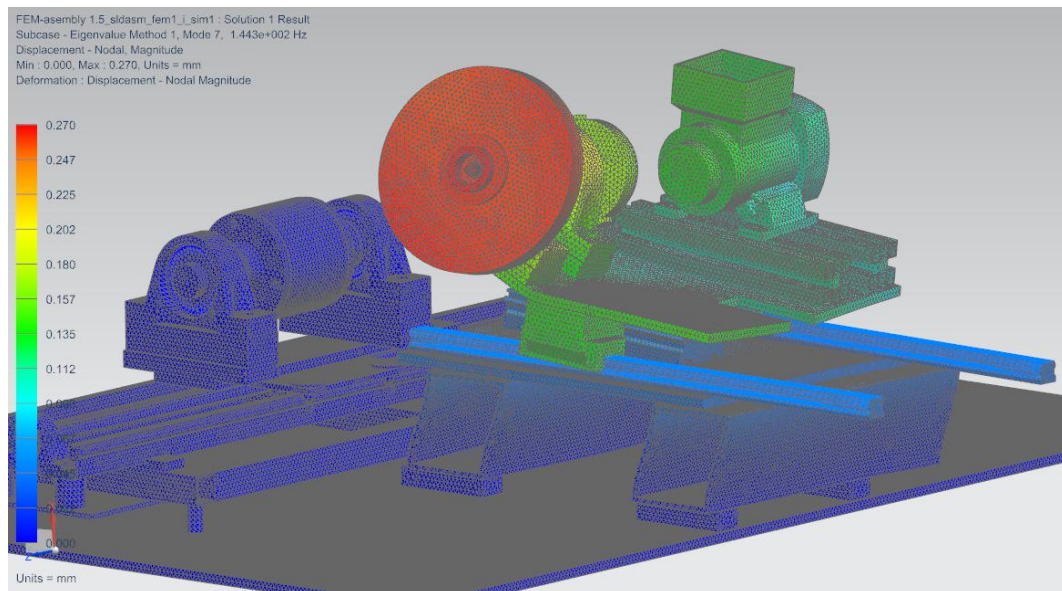
Malli 4: ominaismuoto 4



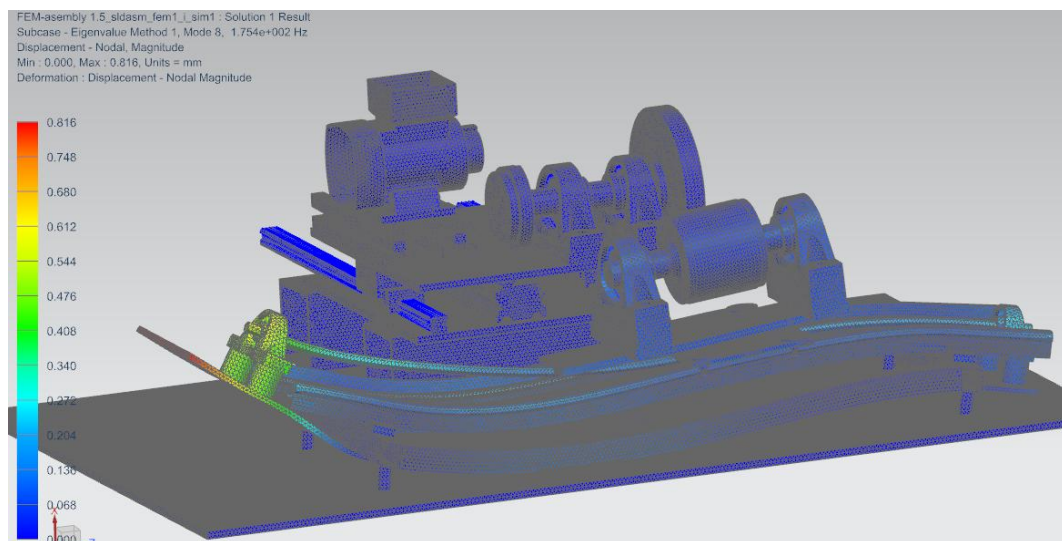
Malli 4: ominaismuoto 5



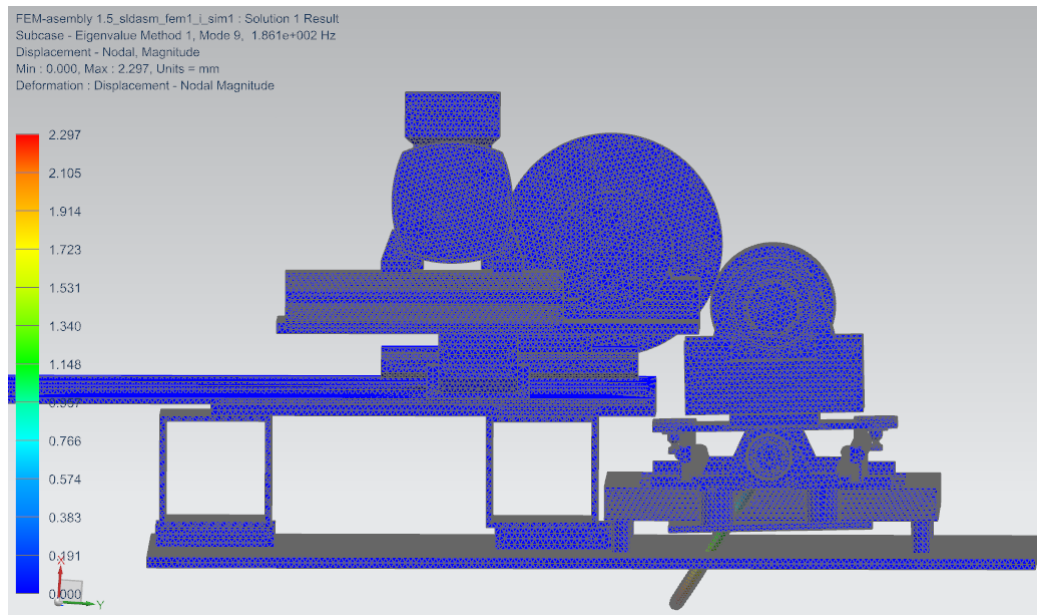
Malli 4: ominaismuoto 6



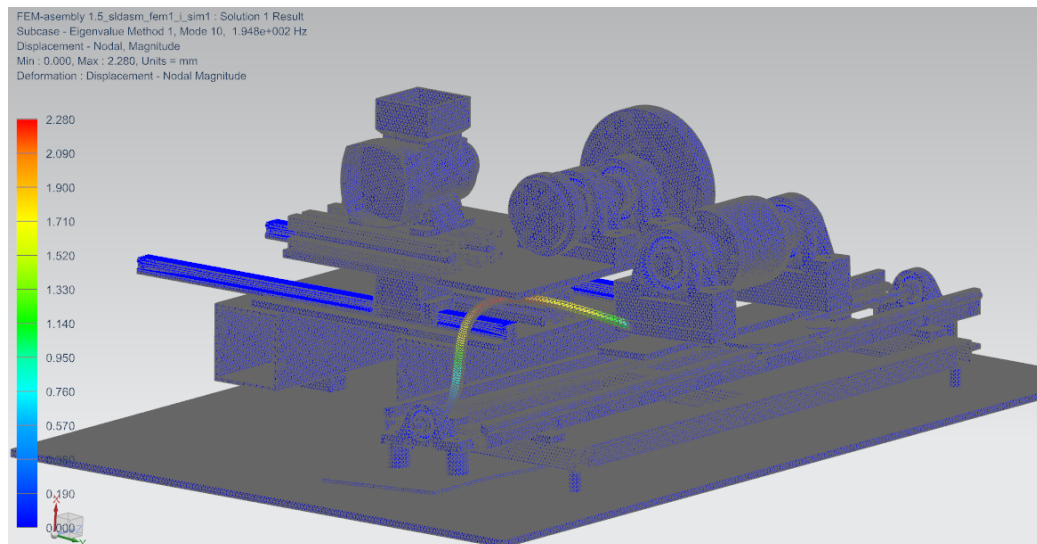
Malli 4: ominaismuoto 7



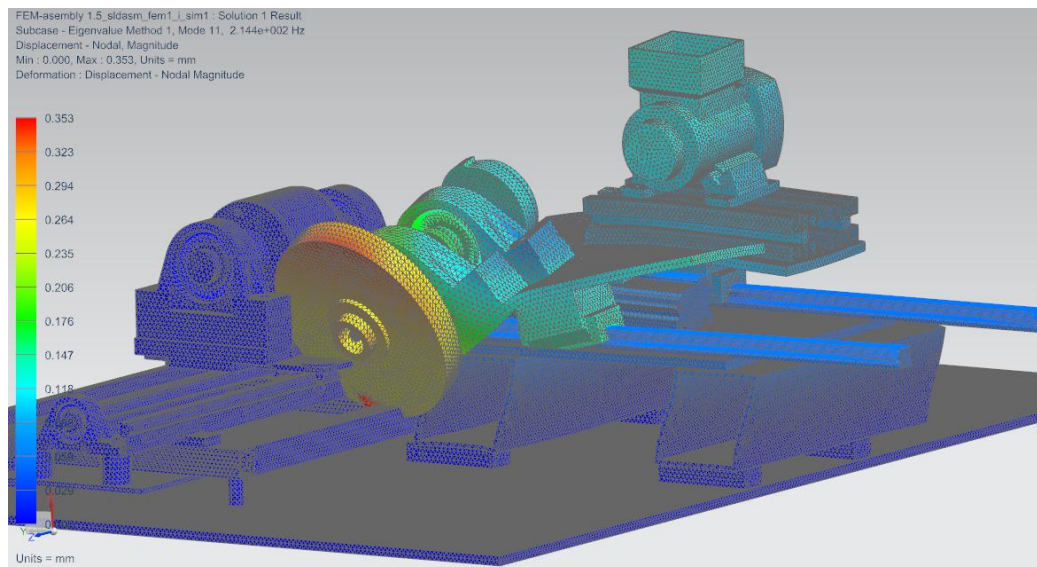
Malli 4: ominaismuoto 8



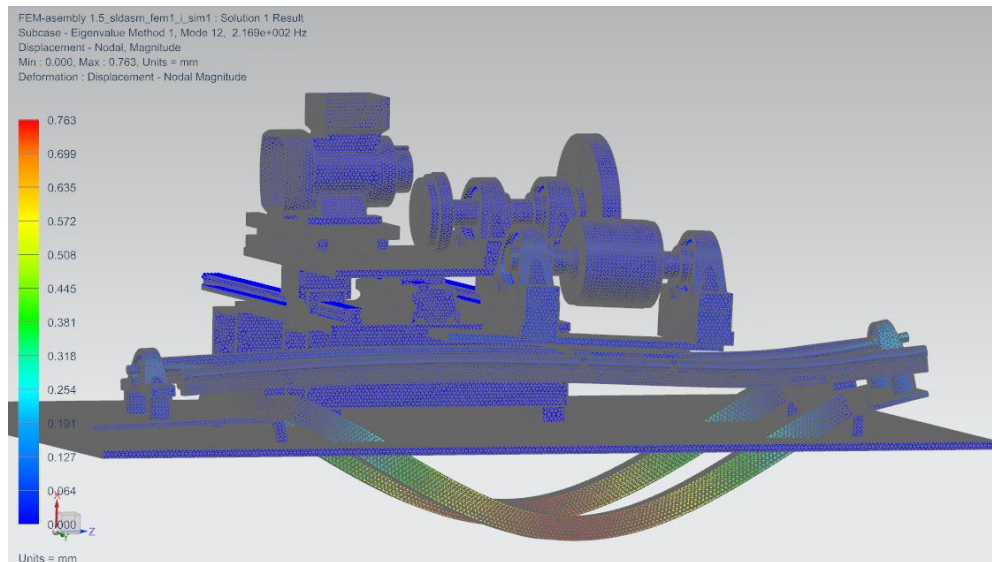
Malli 4: ominaismuoto 9



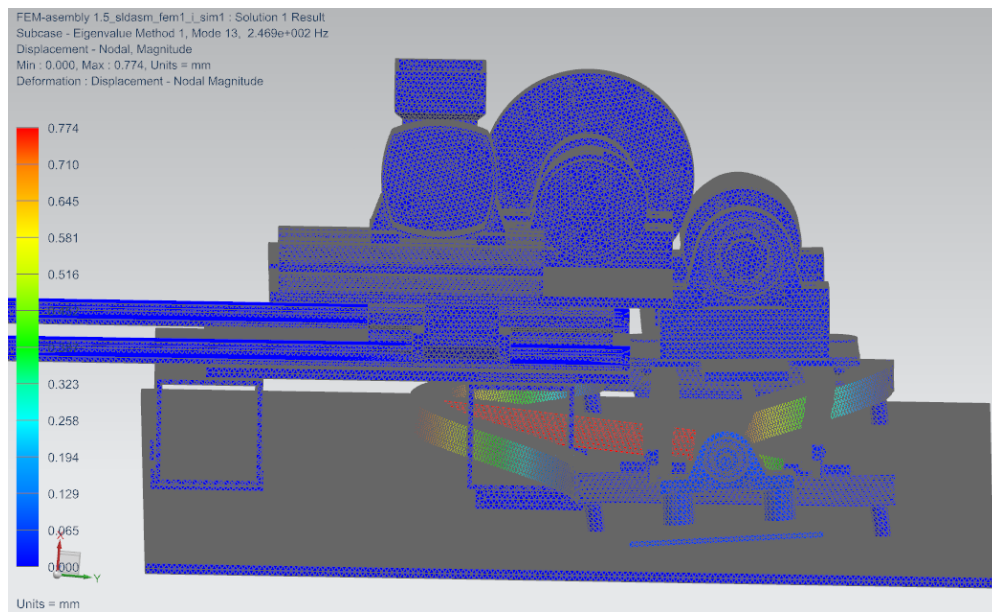
Malli 4: ominaismuoto 10



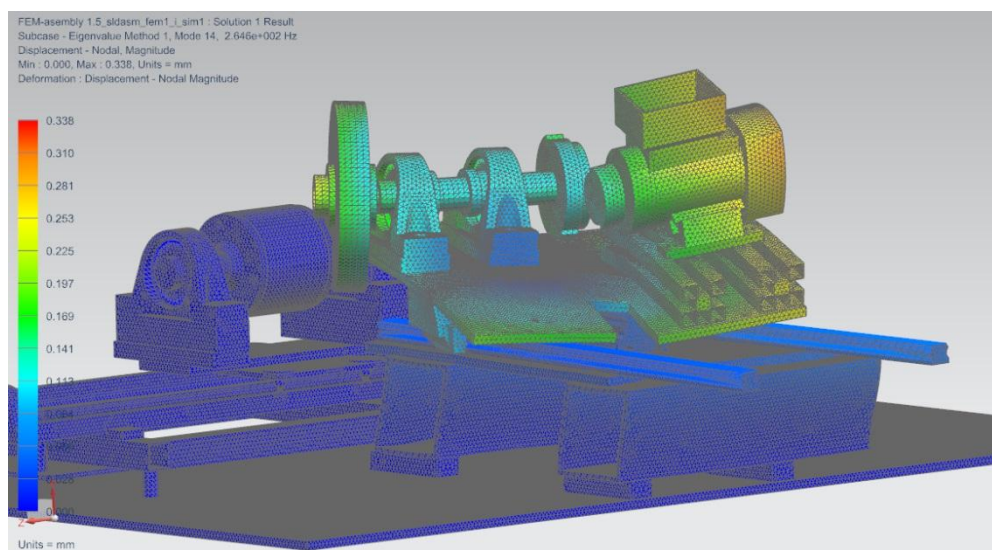
Malli 4: ominaismuoto 11



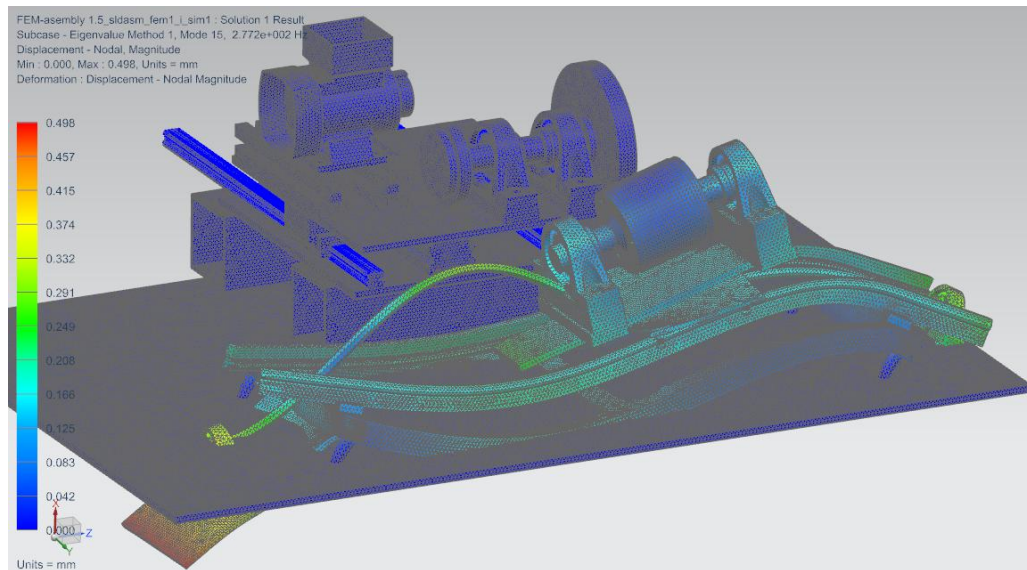
Malli 4: ominaismuoto 12



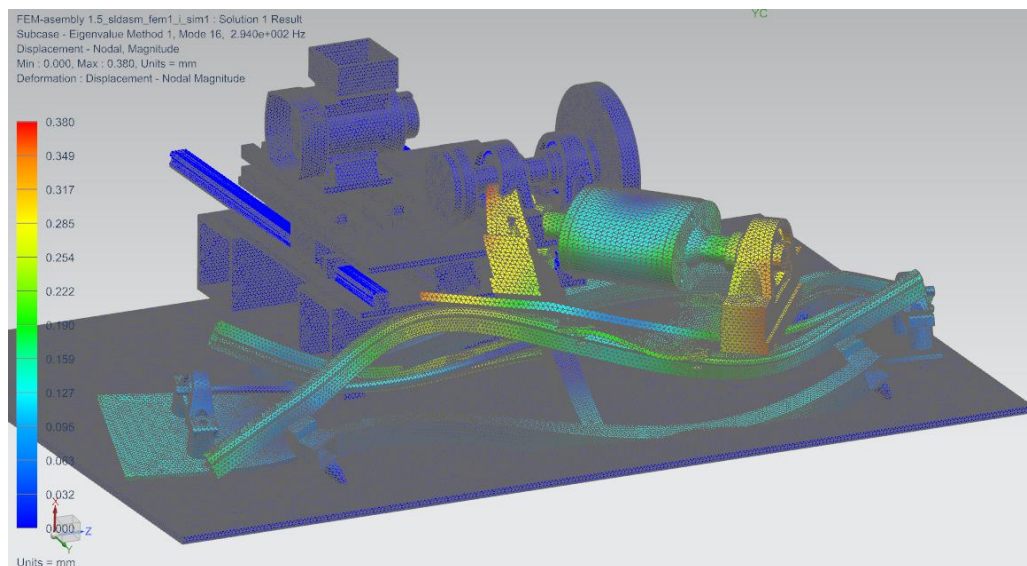
Malli 4: ominaismuoto 13



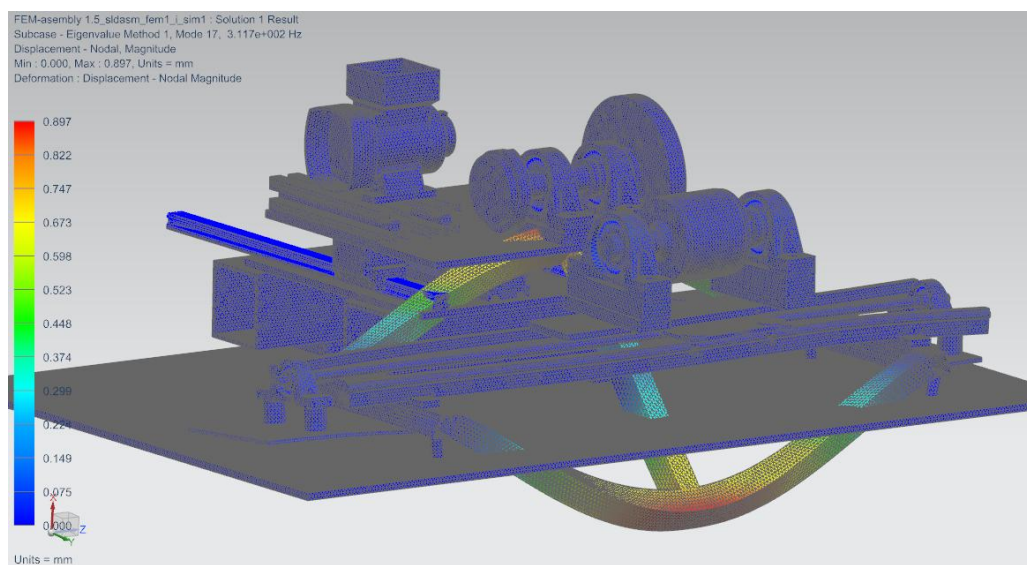
Malli 4: ominaismuoto 14



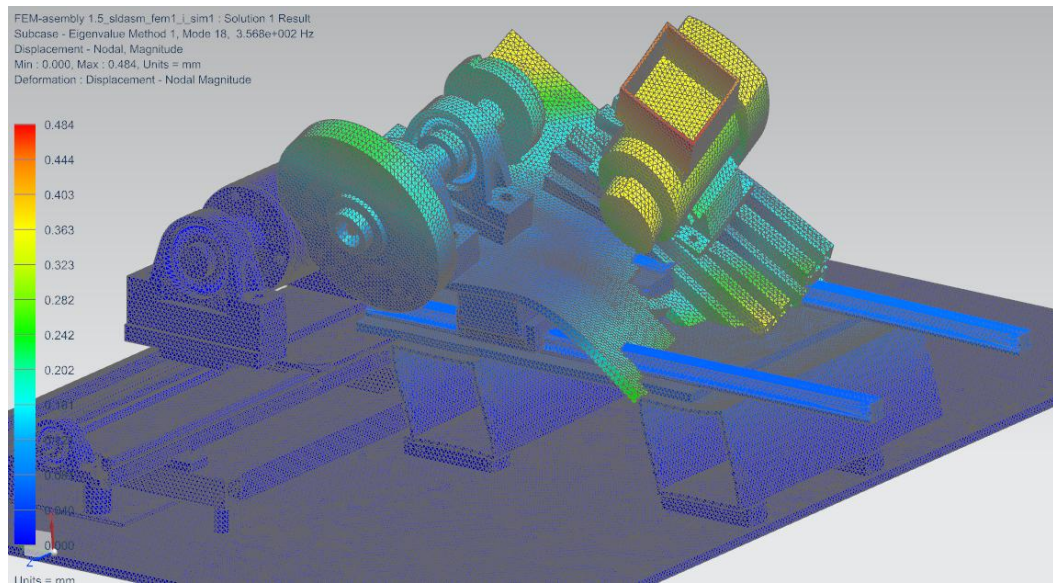
Malli 4: ominaismuoto 15



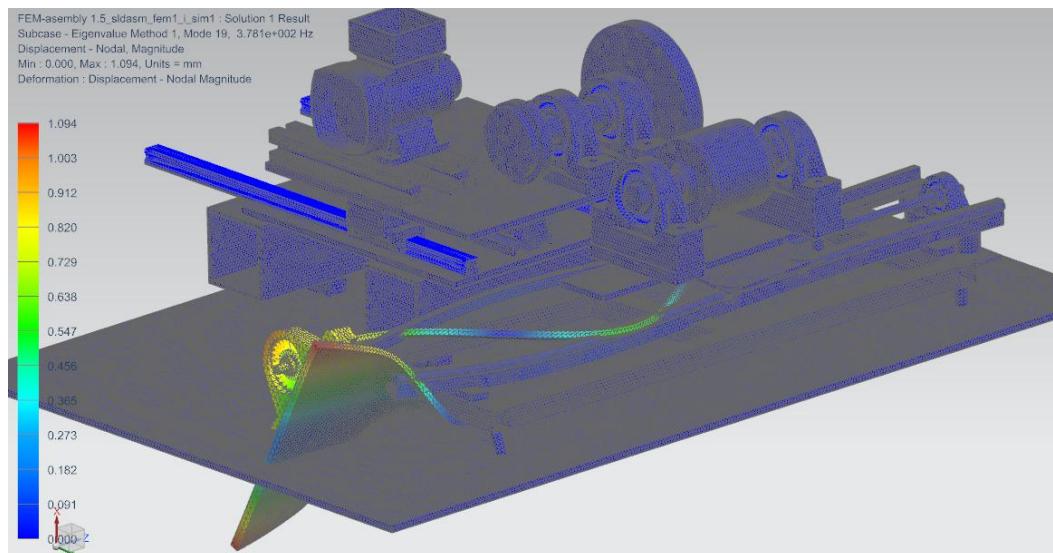
Malli 4: ominaismuoto 16



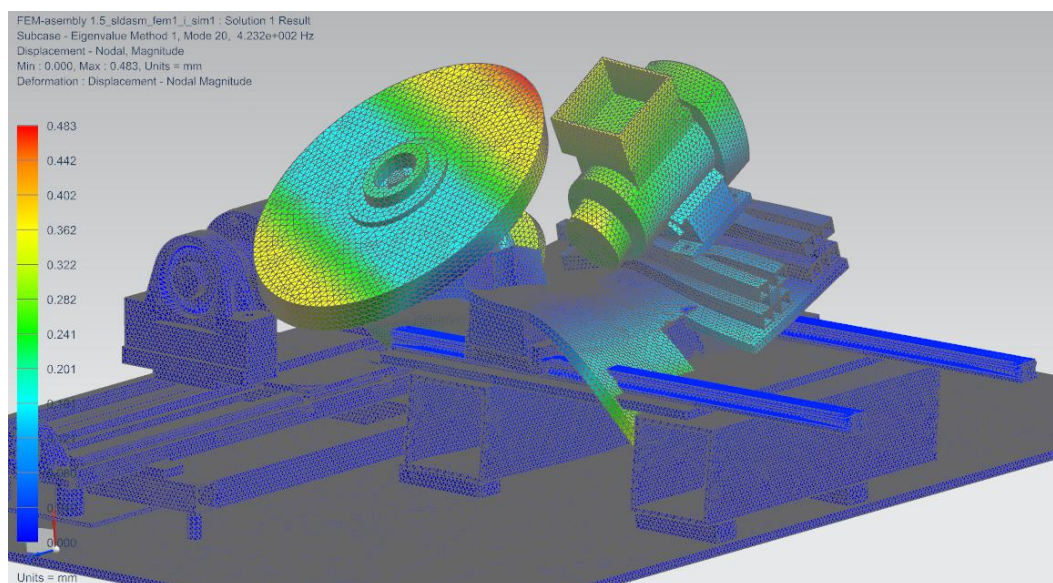
Malli 4: ominaismuoto 17



Malli 4: ominaismuoto 18

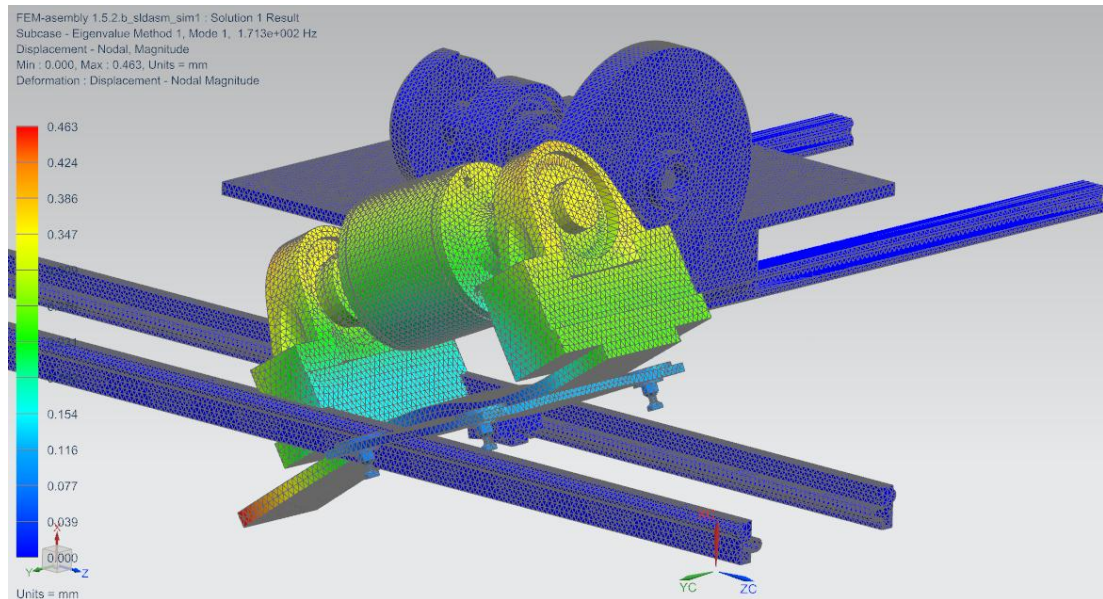


Malli 4: ominaismuoto 19

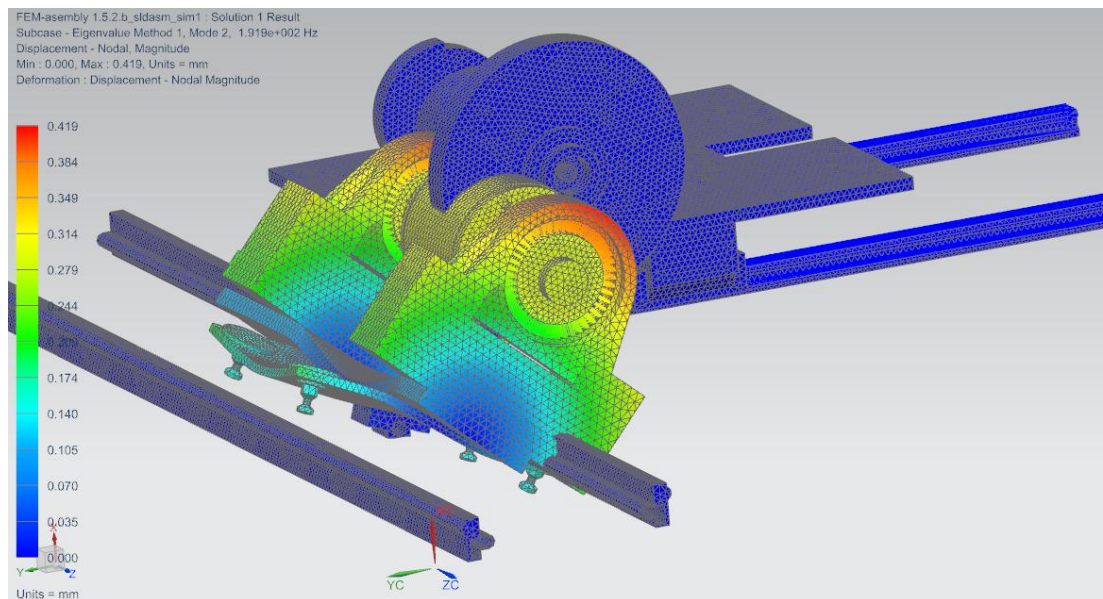


Malli 4: ominaismuoto 20

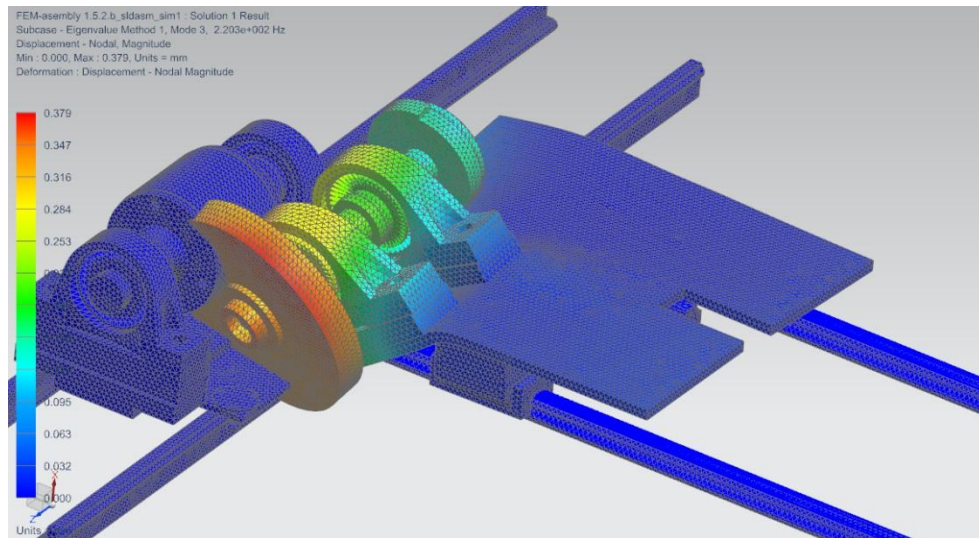
LIITE E: OMINAISMUODOT MALLI 5



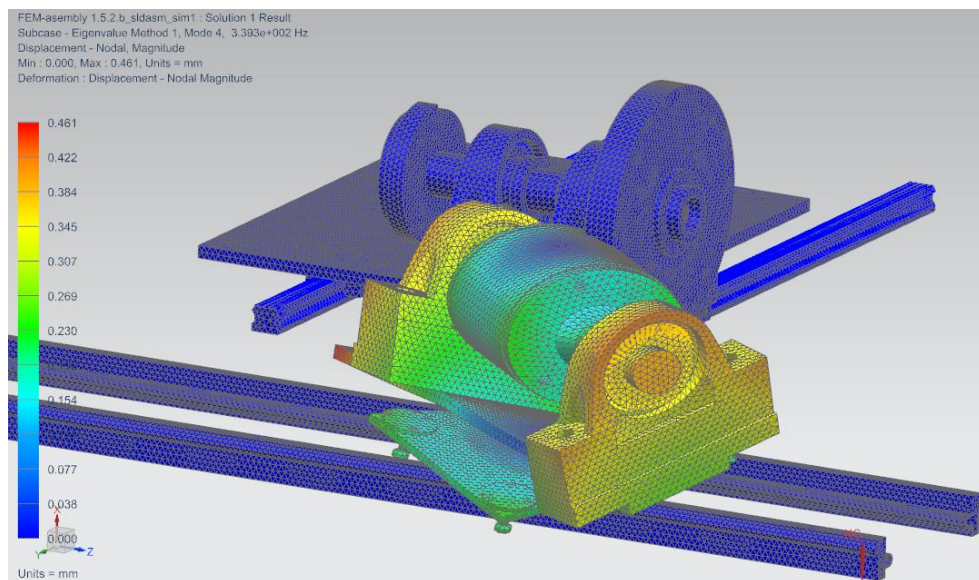
Malli 5: ominaismuoto 1



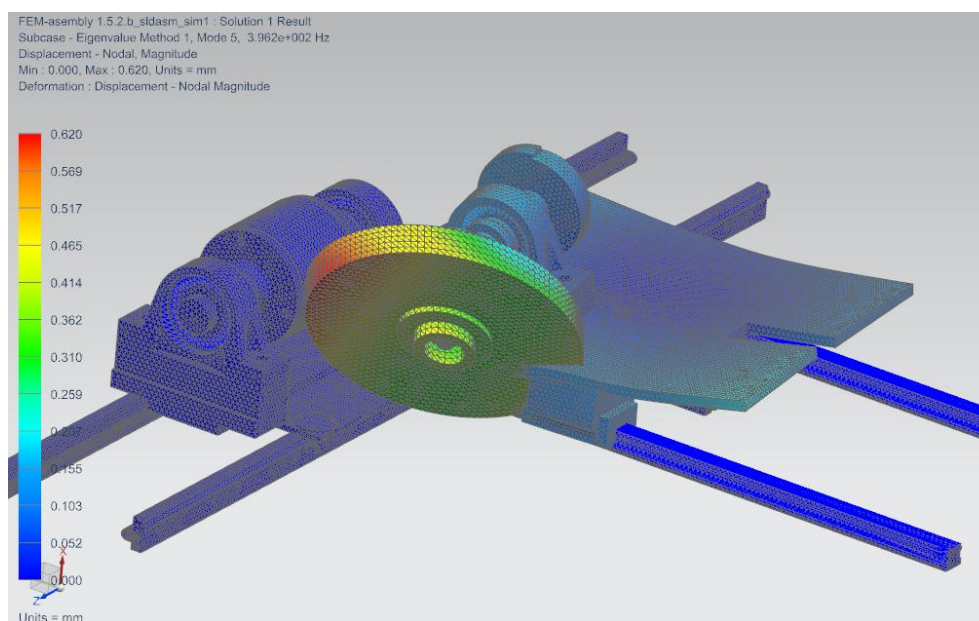
Malli 5: ominaismuoto 2



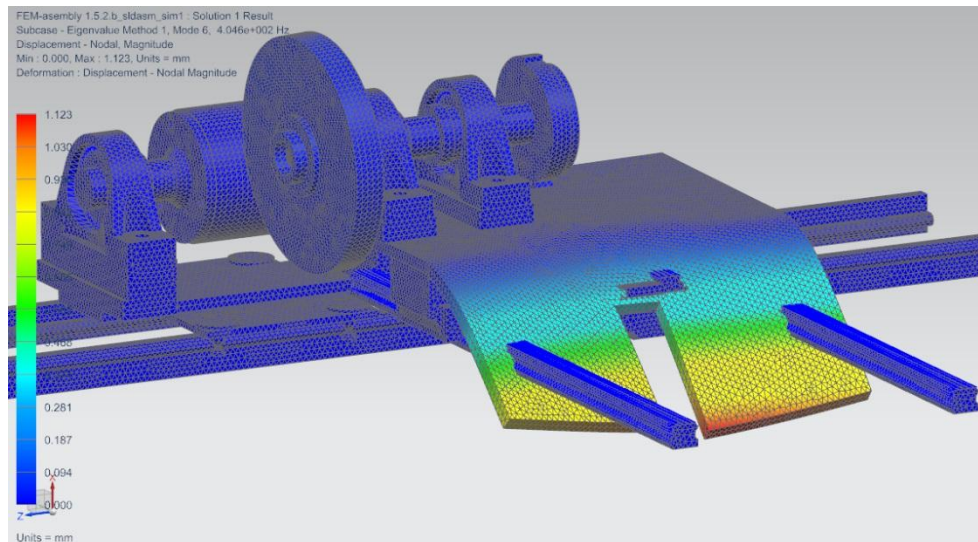
Malli 5: ominaismuoto 3



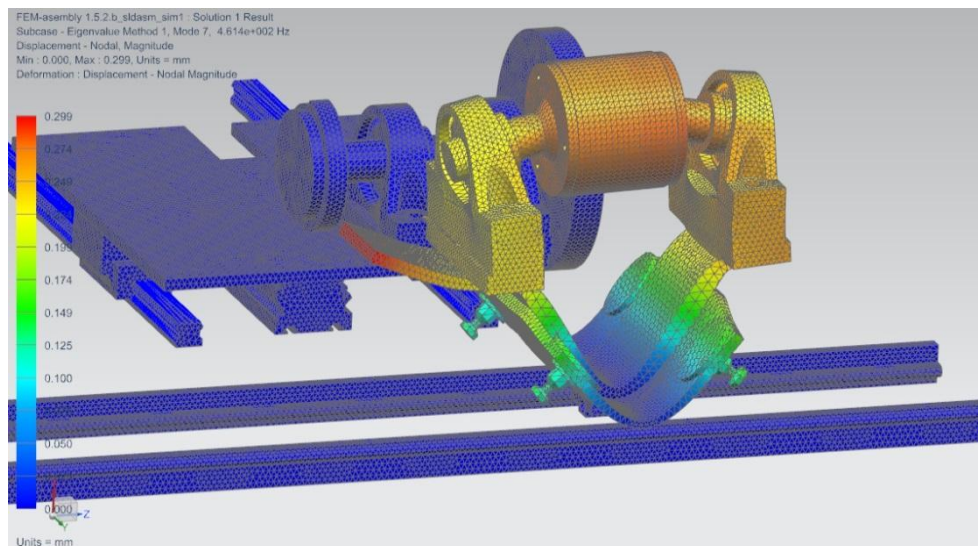
Malli 5: ominaismuoto 4



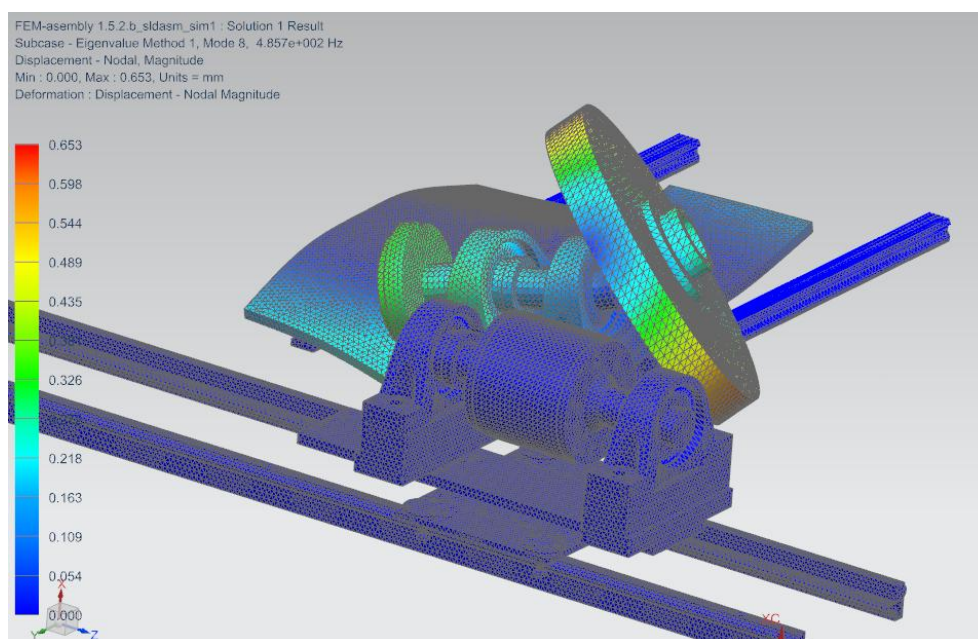
Malli 5: ominaismuoto 5



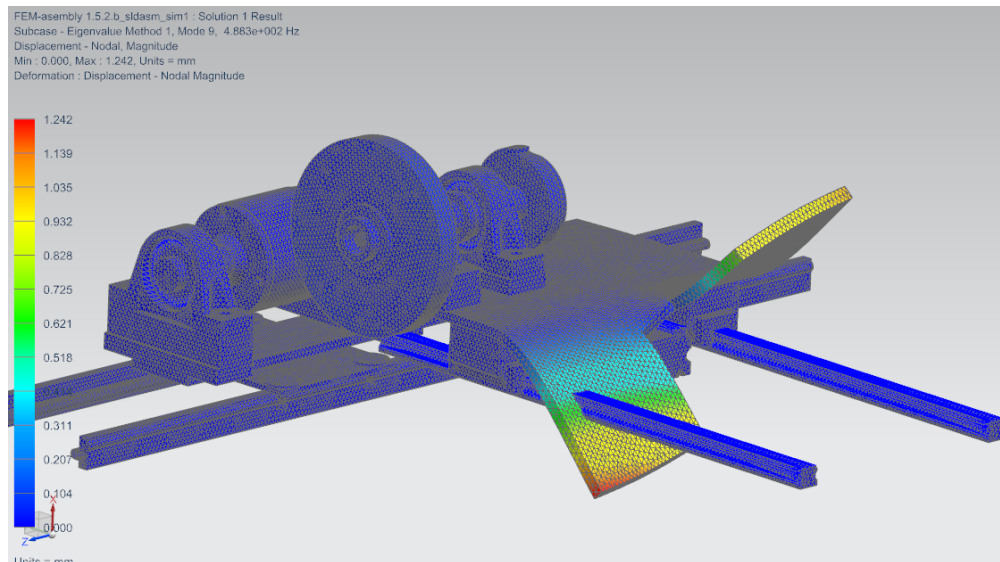
Malli 5: ominaismuoto 6



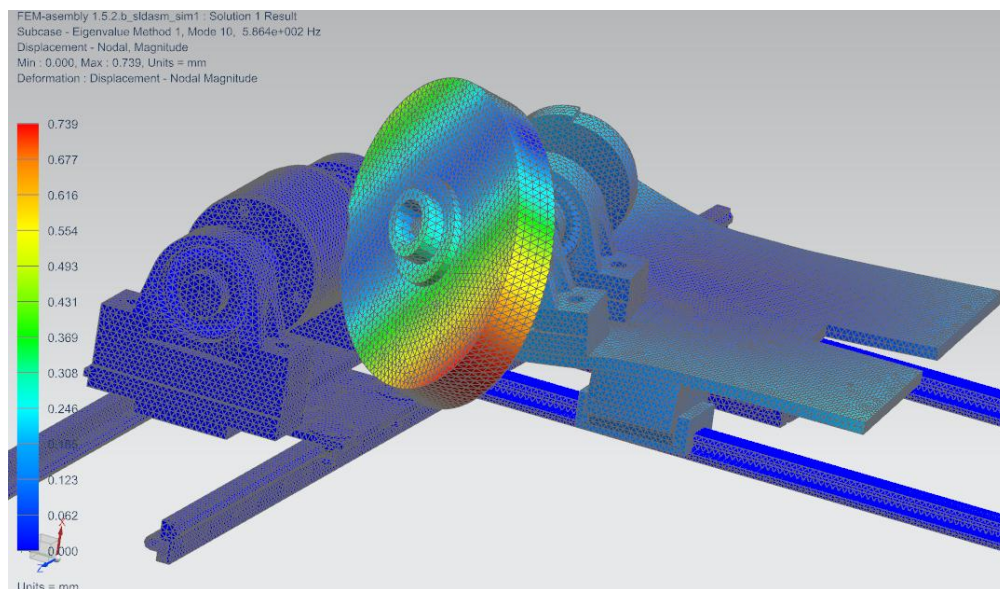
Malli 5: ominaismuoto 7



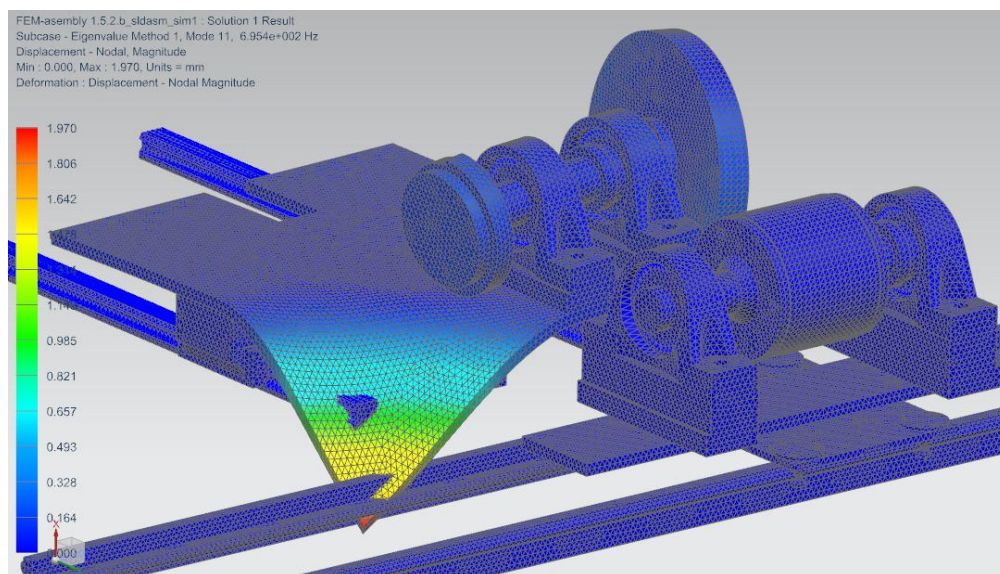
Malli 5: ominaismuoto 8



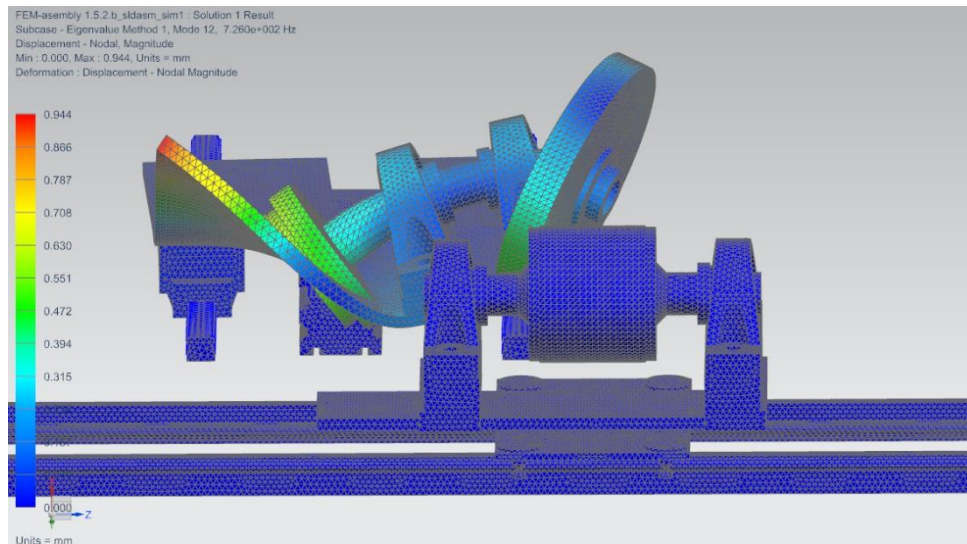
Malli 5: ominaismuoto 9



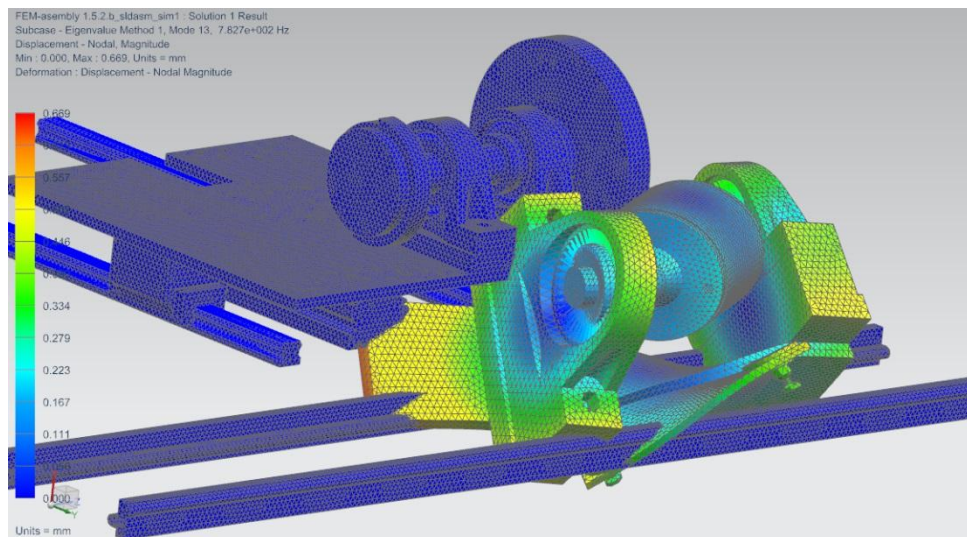
Malli 5: ominaismuoto 10



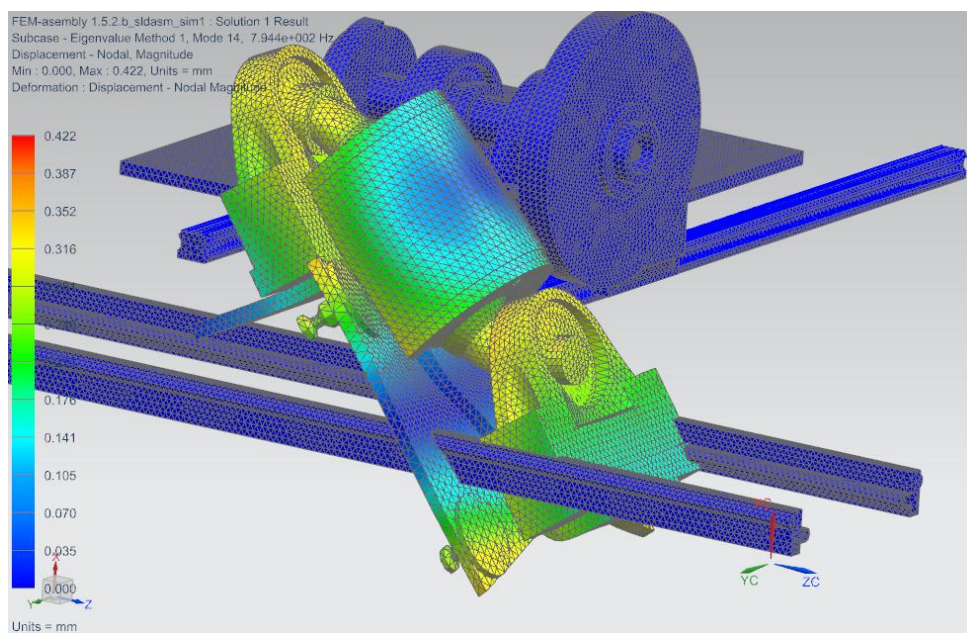
Malli 5: ominaismuoto 11



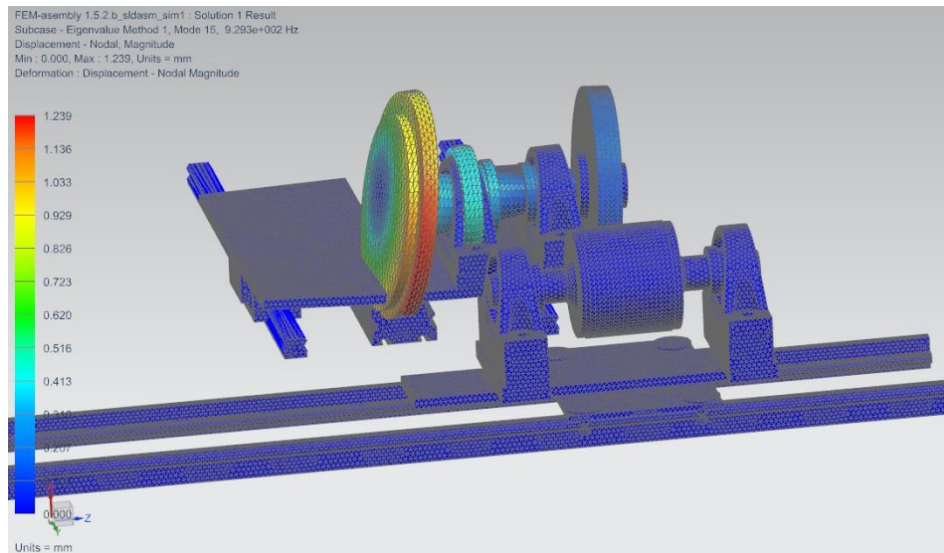
Malli 5: ominaismuoto 12



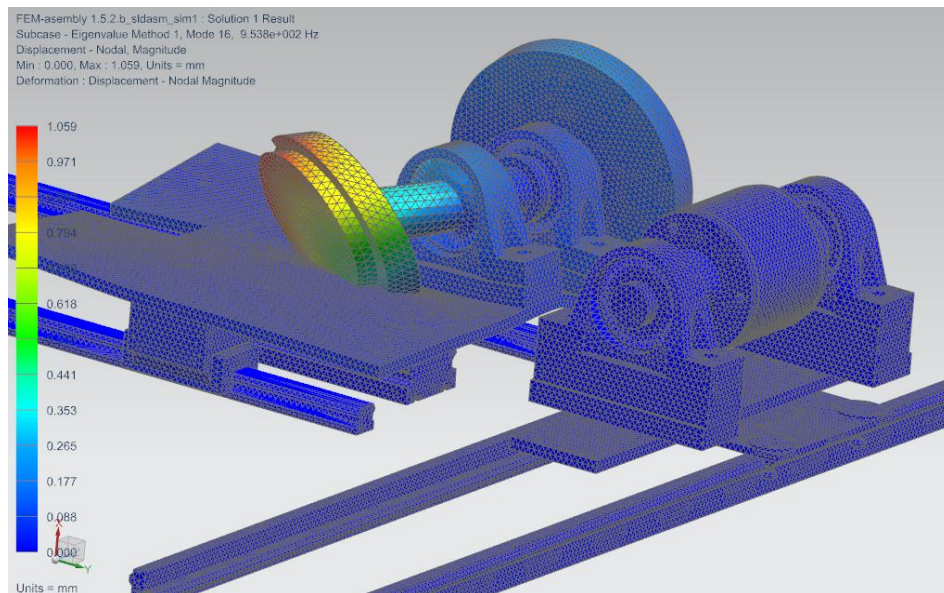
Malli 5: ominaismuoto 13



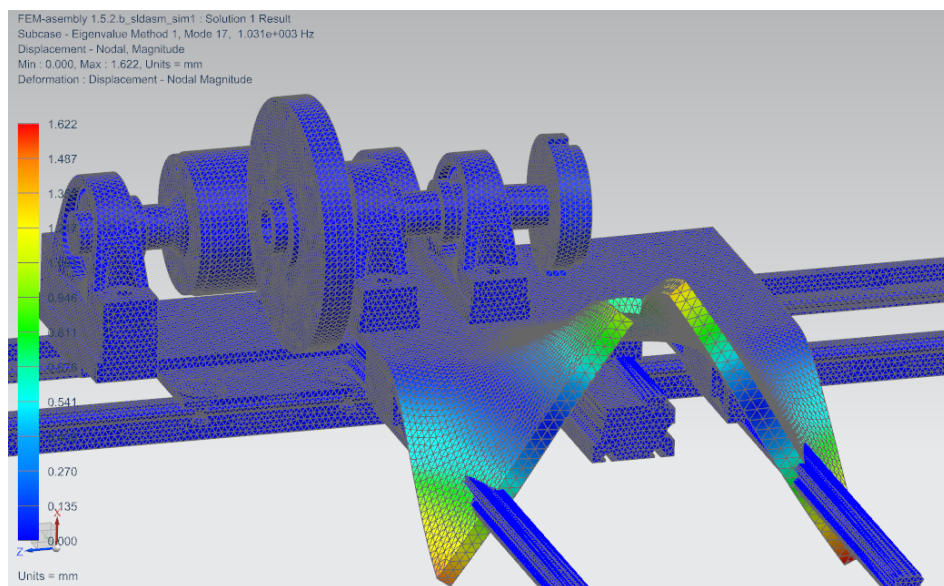
Malli 5: ominaismuoto 14



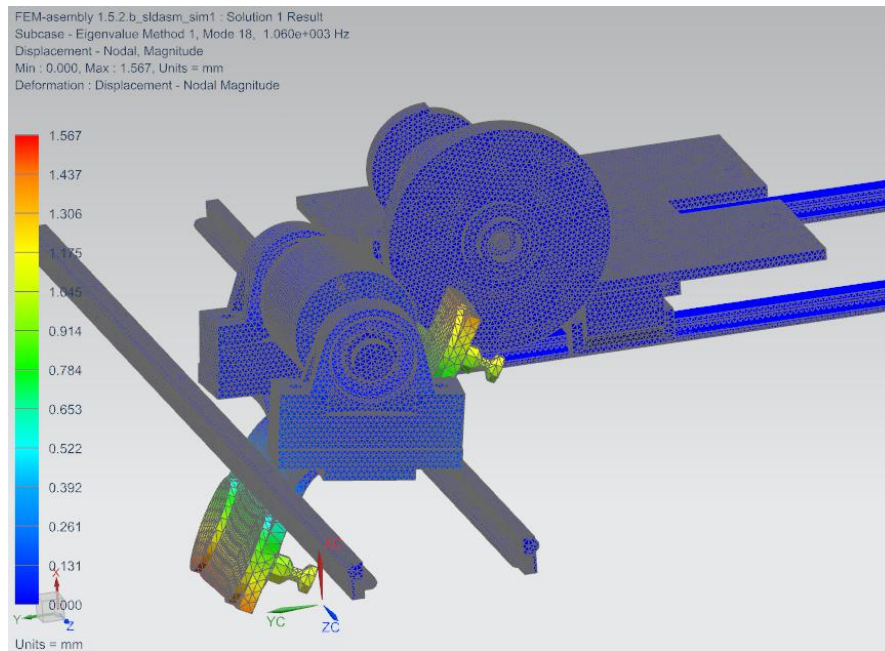
Malli 5: ominaismuoto 15



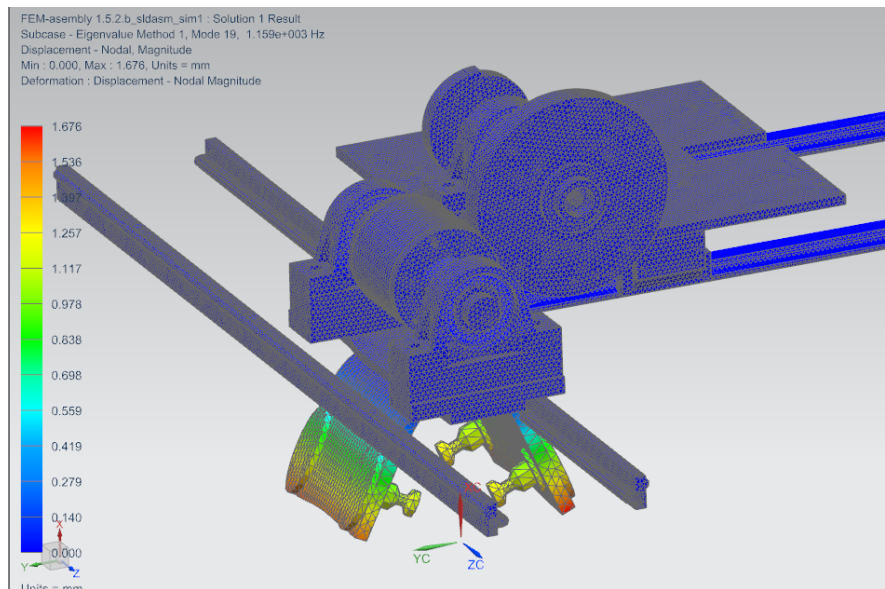
Malli 5: ominaismuoto 16



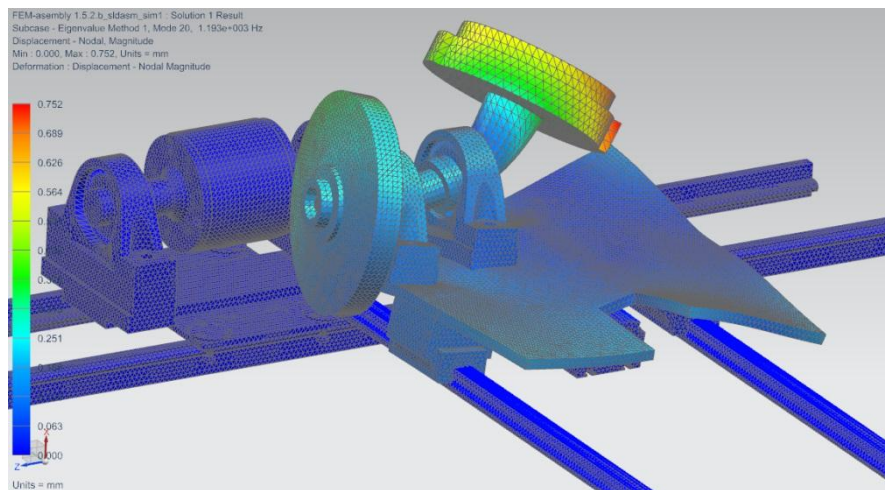
Malli 5: ominaismuoto 17



Malli 5: ominaismuoto 18



Malli 5: ominaismuoto 19



Malli 5: ominaismuoto 20